DISEÑO DE UN SISTEMA AUTOMATIZADO PARA EL MASAJEADO DE CARNES EN LA LONCHERÍA, CARNES Y EMBUTIDOS SAJONIA

OSCAR HERNÁN IZQUIERDO CARDONA

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE OCCIDENTE
FACULTAD DE INGENIERÍA
DEPARTAMENTO DE AUTOMÁTICA Y ELECTRÓNICA
PROGRAMA DE INGENIERÍA MECATRÓNICA
SANTIAGO DE CALI
2011

DISEÑO DE UN SISTEMA AUTOMATIZADO PARA EL MASAJEADO DE CARNES EN LA LONCHERÍA, CARNES Y EMBUTIDOS SAJONIA

OSCAR HERNÁN IZQUIERDO CARDONA

Pasantía institucional para optar al título de
Ingeniero Mecatrónico

Director académico
HÉCTOR FABIO ROJAS RODRÍGUEZ
Ingeniero electricista

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE OCCIDENTE
FACULTAD DE INGENIERÍA
DEPARTAMENTO DE AUTOMÁTICA Y ELECTRÓNICA
PROGRAMA DE INGENIERÍA MECATRÓNICA
SANTIAGO DE CALI
2011

Aprobado por el Comité de Grado en cumplimiento de los requisitos exigidos por la Universidad Autónoma de Occidente para optar al título de Ingeniero Mecatrónico.

Director. Ing. Héctor Fabio Rojas R.

Jurado. Msc. JIMMY TOMBÉ A.

Jurado. Ing. CESAR ROJAS.

Santiago de Cali, ____ de _____ de 2011

Dedico este trabajo a mi madre, la señora MARÍA LUDÍVIA CARDONA quien más que mi madre ha sido mi fiel amiga y consejera, en ella siempre he encontrado apoyo, motivación y esperanzas. A pesar de mis incontables errores ella siempre ha estado ahí para motivarme, sin importar lo complejo de la situación. Estoy seguro que sin su apoyo no hubiese culminado mi carrera. Ella siempre ha demostrado una gran fe en mis capacidades, y daré lo mejor de mí y aún más para no defraudar nuevamente sus expectativas. Mi madre es mi perfecto ejemplo de carácter, sacrificio y templanza, ella ha renunciado a tantas cosas, quizá demasiadas, para ver cumplidos mis sueños, es por esto que cualquiera de mis esfuerzos por compensar su gran amor de madre indudablemente palidecerá ante los que ella ha hecho por mí.

Quiero hacer extensiva esta dedicatoria a mi padre OSCAR ANTONIO IZQUIERDO por su ejemplo de vida, que me ha demostrado que el trabajo duro dignifica el alma y la rectitud no se recompensa con riqueza pero si con tranquilidad y orgullo.

Otra persona que quiero tener en cuenta en mi dedicatoria, es mi hermana DIANA STEFANNY IZQUIERDO, quien me ha brindado incontables momentos gratos y relajados con su agradable sentido del humor, pero también me ha sorprendido con su notable aplomo y buen juicio para sentar su posición frente a distintas situaciones a las que nos hemos enfrentado a lo largo de la vida.

AGRADECIMIENTOS

A Dios por darme y proteger la familia que tengo, ellos son mi razón de ser; de igual manera por permitirme llegar hasta aquí.

A mi abuela ROSA ELVIRA ALARCÓN por soportarme durante estos diez años, además de brindarme su hospitalidad y generosidad.

Al profesor HÉCTOR FABIO ROJAS, por su paciencia, apoyo desinteresado, sus recomendaciones francas, sus honestos consejos y su enseñanza libre de secretos.

Al arquitecto GUSTAVO MEIER BUENO por su decidido apoyo y amable colaboración a lo largo del proceso de pasantía, quien además amablemente me ofreció su amistad.

Un especial agradecimiento al ingeniero FABIÁN ANDRÉS NARVÁEZ CAMPAÑA quien fue mi enlace con el arquitecto MEIER, sin su desinteresada labor probablemente aun estaría en busca de una oportunidad de pasantía.

CONTENIDO

LISTA DE CUADROS

pág.

LISTA DE TABLAS

pág.

LISTA DE FIGURAS

pág.

LISTA DE ANEXOS

pág.

GLOSARIO

AUTÓMATA PROGRAMABLE: Dispositivo que en sus últimas versiones es electrónico el cual desempeña una serie de tareas pre-programadas de forma indefinida mediante su sistema de control central que interactúa con su sistema de entradas/salidas.

CAE: *Computer Asistance Engeniering, o ingeniería asistida por computador.*

CHUMACERA: dispositivo mecánico el cual cuenta con marco metálico generalmente en hierro fundido o acero inoxidable. En este marco se aloja un rodamiento casi siempre de bolas que sirve de punto de soporte transversal para un eje.

CIM: (*Computer Integrated Manufacturing)*, Manufactura integrada por computador.

GRAFCET: método grafico de modelado de sistemas basados en automatismos de carácter secuencial. Se usa generalmente para la elaboración de programas de control para PLC's o autómatas programables.

GUÍA *GEMMA:* Traducido del francés al español se entiende como guía de Estudio de Modos de Marcha y Paradas.

MOTO-REDUCTOR: dispositivo de propulsión el cual cuenta con la unión de un motor eléctrico unido mecánicamente a una caja reductora.

OPLC: Controlador Lógico Programable con la opción de contar integrado a su hardware una pantalla de visualización que puede ser táctil o no, monocromática o a color. La designación adicional O corresponde a la palabra óptico u *Optical* para el inglés.

PLC: Controlador Lógico Programable.

TUMBLER: Dispositivo generalmente cilíndrico pivotado en uno a ambos extremos axiales, el cual sirve para el masaje o ablandamiento y condimentación de cárnicos.

RIEL OMEGA: Lámina metálica en forma de U horizontal en la cual se fijan los componentes eléctricos en un armario de mando.

RESUMEN

Para que la solución propuesta fuese la más pertinente desde el punto de vista técnico, económico, ambiental y de la normatividad gubernamental, se optó por la utilización de buena parte de los conceptos del método de diseño mecatrónico, no se recurrió al método completo en razón a que este es un proyecto a la medida con limitaciones y características de gran particularidad y por tanto no se tomaron en cuenta aspectos como mercadeo, ventas y afines. Con esta filosofía en mente se procedió a llevar a cabo entrevistas con el gerente de la empresa y con los operarios. En estas reuniones se procuró extraer la mayor cantidad de información, mediante entrevistas en el sitio de trabajo y observación de la rutina de operación del mecanismo actual para así determinar con la mayor exactitud posible todas aquellas necesidades que el cliente hubiese podido pasar por alto. Con los datos recabados se inició el proceso de refinamiento de las necesidades manifestadas por el cliente y las necesidades interpretadas, luego según el criterio del cliente se las ordeno según su nivel de importancia. Con estos datos se procedió a investigar sobre los equipos disponibles en el mercado nacional y de importados para determinar cuáles serían los más cercanos a dichas necesidades, de este proceso se extrajo el equipo de referencia o *benchmarking* competitivo para realizar las comparaciones de rigor con el modelo obtenido de los procesos de generación y selección de conceptos. Con toda la información preliminar preparada se subdividieron los procesos de diseño en 3 grandes etapas, primero el diseño mecánico, segundo, el diseño eléctrico, electrónico y programación. Por último se llevó a cabo el proceso de integración mecatrónica. Cabe resaltar que cada uno de los procesos se realizó con la precaución de no afectar las demás etapas del diseño.

Palabras clave: normatividad, gubernamental, diseño, mecatrónico, necesidades, importancia, *benchmarking,* competitivo, mecánico, eléctrico, electrónico.

INTRODUCCIÓN

Debido al enorme incremento de la población a nivel mundial en los últimos años, los métodos utilizados artesanalmente para la condimentación y ablandamiento de la carne a escala comercial han debido evolucionar a la par de las demandas del mercado. Es en este contexto donde se empiezan a utilizar dispositivos mecánicos que permiten una velocidad de procesamiento más elevada. Un *"tumbler"* o bombo para carnes es un dispositivo generalmente cilíndrico, el cual esta pivotado en uno o ambos extremos permitiendo así la rotación sobre su eje central, este cuenta con una escotilla para el cargue y descargue; la propulsión casi por regla general proviene de un motor eléctrico de corriente alterna, que en sus últimas versiones cuenta con velocidad variable. Este mecanismo se usa para condimentar, ablandar y liberar las proteínas de distintos tipos de carne de manera pronta mediante la rotación y golpeteo de la carne al interior de su cilindro o contenedor, apoyados por sistemas de vacío que aceleran y mejoran los resultados deseados.

En los últimos años el proceso de masaje y condimentación de carnes ha progresado enormemente, gracias en parte a la evolución de los controles de velocidad de los motores de corriente alterna, entre otros, este control de velocidad es fundamental[1] ya que permite dar un tratamiento específico a cada tipo de carne en función de sus características particulares, estas generalmente están dadas por el tipo de animal del que provienen, el tamaño de las piezas y su contenido de huesos. Otro gran aporte al progreso de esta industria lo ha hecho el incremento en la eficiencia de los sistemas de refrigeración de pequeña capacidad y los sistemas de vacío.

Para el caso nacional, el uso de bombos fue casi exclusivo de las grandes productoras de carnes frías o procesadas, la aplicación de estos dispositivos en pequeñas o medianas empresas era casi desconocida hasta hace pocos años. Una de las pioneras a nivel micro empresarial local en utilizar estos mecanismos fue la LONCHERÍA, CARNES Y EMBUTIDOS SAJONIA, en esta empresa se implementó un modelo de bombo con una capacidad de 150 kilogramos de carne más la salmuera o condimento, el cual está en funcionamiento actualmente. Este mecanismo no cuenta con control de posición para su cargue y descargue, carece de sistema de vacío, indispensable para garantizar la óptima absorción del condimento por parte de la carne, sumado a esto su sistema de propulsión es de velocidad única lo que impide dar un tratamiento específico a cada tipo y cantidad de carne. Estos son solo algunos de los inconvenientes que la LONCHERÍA, CARNES Y EMBUTIDOS SAJONIA ha tenido que afrontar y cuya solución resulta

[1] AGROMEAT, Carnetec. Alcanzando resultados óptimos del masajeado. 2007. [En línea]. Buenos aires (Argentina). [Consultado el 10 de agosto de 2010].Disponible en internet: http://www.agromeat.com/index.php?idNews=59910

perfectamente acorde con el perfil profesional de un estudiante de ingeniería mecatrónica, ya que si bien en el mercado se encuentran dispositivos que suplirían casi todas las necesidades del cliente, estos equipan dispositivos que resultan innecesarios para este y por tanto los gastos en los que incurriría la empresa serian considerables e injustificados en razón a que prácticamente toda esta tecnología se encuentra disponible hoy por hoy en el mercado nacional, inclusive en el local y además los equipos disponibles discrepan con algunas necesidades particulares del cliente. Por otra parte la importación y nacionalización de mecanismos que suplan las necesidades particulares del cliente acarrearían costos realmente exorbitantes en relación a los productos locales, es por esta razón que el principal objetivo de este proyecto será la obtención de un producto final con un costo inferior al de la competencia local mediante la aplicación del método de ingeniería concurrente, sin detrimento alguno en sus características y prestaciones en relación a otros equipos de similares capacidades.

Cabe mencionar que el alcance este trabajo se limita a la obtención de todos los criterios técnicos de diseño pero que en ningún momento versara sobre la materialización de este trabajo, esto no quiere decir que el diseño no sea manu facturable, por el contrario, uno de los objetivos fundamentales de este ejercicio académico es la obtención de un diseño para manufactura *(Según el diseño mecatrónico*), ya que el diseño trató en la medida de lo posible, tomar la mayor cantidad de piezas genéricas del mercado, esto por las ventajas enormes para sus futuros propietarios en lo que a costos de mantenimiento se refiere.

El procedimiento que se siguió para dar una respuesta satisfactoria a los requerimientos del cliente fue el llevar a cabo una entrevista preliminar con este y los operarios del equipo actual para determinar sus quejas, opiniones y expectativas sobre este proceso en la empresa. Una vez recabadas las necesidades manifestadas y detectadas se procedió a organizarlas jerárquicamente y obtener, en la medida de lo posible especificaciones técnicas asociadas a estas. Con todo lo anterior se inició con el proceso de generación, preselección y selección de conceptos para cada uno de los componentes del equipo a diseñar, utilizando el método de necesidades criticas del cliente que sugiere el proceso de diseño mecatrónico. Cabe destacar que en los procesos de selección se procuró la intervención del cliente en aquellos aspectos en los cuales este pudiese aportar positivamente en la obtención de la solución ideal, al fin y al cabo una de las premisas centrales del diseño mecatrónico es la de llevar la voz del cliente a través de todo el proceso de diseño, lo anterior garantizo que la solución final fuese de total agrado para este.

1. ANTECEDENTES

1.1 HISTORIA DE LA EMPRESA

En 1958 el señor Gustavo Meier y la señora Aída Bueno fundaron lo que hoy se conoce como SALSAMENTARÍA, CARNES Y EMBUTIDOS SAJONIA junto con un restaurante en el centro de la ciudad de Santiago De Cali, naturalmente para aquella época los procesos eran muy diferentes a los actuales pero el enfoque del negocio fue el mismo desde su fundación, condimentar alimentos. En 1970 el señor Meier decidió vender el restaurante y dedicarse por completo a la salsamentaría, para el año de 1975 se trasladó a una sede más apropiada en el barrio el refugio de la misma ciudad para acercarse cada vez más a su anhelo de desarrollar una fábrica que implementara las mejores técnicas Alemanas en procesamiento de carnes. Para el año de 1995 el señor Meier decide ceder el control a su hijo y actual propietario Gustavo Meier Bueno. Este decide trasladar la empresa al sector industrial de la carrera octava de Santiago De Cali, lugar donde se encuentra en la actualidad y en el cual procesa cárnicos para algunas de las más importantes empresas de la región.

1.2 INDUSTRIA DEL MASAJEADO DE CARNES.

Esta industria ha experimentado un gran avance en materia de automatización y control, además de las variantes de diseño. Los bombos actuales cuentan con sistemas de control de velocidad en función del tipo y cantidad de carne, equipan sistemas de vacío que permiten que el proceso de condimentación se acelere notoriamente además de proveer un sabor más uniforme en toda la masa de carne.

Los sistemas de control de los bombos suelen instalarse de tal modo que se puedan operar desde el exterior de los cuartos fríos, para el caso en que estos son diseñados para operar en estos ambientes. Algunos sistemas de condimentación de carne no se diseñan para operar en cuartos fríos, en su lugar se equipan con sistemas de refrigeración propios utilizando predominantemente amoníaco como fluido de refrigeración, estos sistemas usan el método de doble pared para la circulación del fluido por el contenedor.

Las formas de los sistemas de masajeado pueden variar notoriamente de un modelo a otro pero predomina eso sí, la forma cilíndrica del contenedor y la propulsión eléctrica del mecanismo. Algunos además equipan vibradores hidráulicos adicionales.

1.3 ANTECEDENTES INTERNACIONALES

Los referentes internacionales son innumerables, pero solo se tomaron en cuenta aquellos con presencia o representación en Colombia ya que estos en últimas serán los competidores directos del producto diseñado en este trabajo.

INOX MECCANICA: Esta empresa italiana ofrece el *ZANGOLA 1000 BT* usado para condimentar carnes con las siguientes características *(Este equipo es la única excepción a la regla ya que no se vende en Colombia, por tanto no se tomó en cuenta para los procesos de comparación):*

Figura 1. Bombo *INOX MECCANICA*.

Fuente: INOX MECCANICA srl, Automatic vacuum tumblers. [En línea]. Mantova (Italia). [Consultado el 11 de julio de 2010]. Disponible en internet: http://www.inoxmeccanica.it/eng_macchine_massaggiatrici.htm

Capacidad de 450 Kg, una bomba de vacío de 40 m ^{3}/h, transmisión mediante cadena en torno a la circunferencia del tambor, motor eléctrico factor IP 45 (potencia no provista) ubicado debajo del tambor de masaje, filtro atrapa partículas de dos vasos para la bomba de vacío, variación de velocidad de 3 a 10 RPM, posicionamiento hidráulico para cargar y descargar, llama la atención la ausencia de un sistema de motor-reductor lo cual reduce sus costos iniciales pero incrementa los posibles problemas de contaminación debido a la frecuente lubricación de su que precisa su cadena.

Ventajas:

- Posicionamiento para cargue y descargue automático.

- Sistema de propulsión que no requiere reductor.
- Sistema de filtrado para la bomba de vacío de doble vaso.
- Operación en ambos sentidos.

Desventajas:

- Difícil acceso al interior del contenedor para el operario, dificulta la limpieza diaria.
- Diseño intrincado que dificulta su limpieza.
- Requiere de un sistema adicional para el cargue y descargue, es decir, no permite el cargue y descargue manual.
- El dispositivo resulta sumamente costoso debido a los costos de importación y nacionalización.
- Inconvenientes generados por concepto de mantenimiento y repuestos ya que la empresa que los fabrica no cuenta con presencia en Colombia.
- Requiere lubricación constante de su cadena de transmisión genereando riegos higienicos.

KOCH EQUIPMENT: Esta empresa norteamericana cuenta con el modelo *inject star ESC 1200,* el cual tiene las siguientes características:

Figura 2. Masajeador *KOCH inject star.*

KOCH EQUIPMENT LLC, *INJECT STAR ESC 1200 MASSAGER/TUMBLER* [En línea]; Kansas (EE UU), [Consultado el 15 de octubre de 2010]; Disponible en internet: http://www.kochequipment.com/site/equipment/product_info.php?id_product=404&id_industry=10&id_category=135

Una capacidad de 720 litros, capacidad de vacío (no provista), motor eléctrico de 7.5 kW (tres fases y 220 V), variación de velocidad de 1.5 a 13 rpm, control mediante pantalla táctil, transmisión de datos de proceso vía Ethernet, sistema de refrigeración opcional.

Ventajas:

- Diseño que permite una limpieza exterior diaria menos compleja que el modelo *INOX MECCANICA*.

- Presencia en Colombia mediante representantes de ventas.

Desventajas:

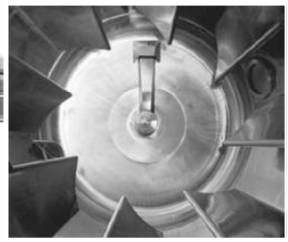
- Sistema eléctrico con un consumo de potencia sumamente elevado.

- Requiere la compra de equipos adicionales para el proceso de cargue, descargue y limpieza.

- Difícil acceso al interior del contenedor para su limpieza.

METALQUIMIA: Esta empresa española ofrece el modelo THERMOMAT 1X, el cual tiene las siguientes características:

Figuras 3 y 4. Masajeador *THERMOMAT 1X vista externa e interna.*



Fuente. ALICO, COMERCIALIZADORA INTERNACIONAL DE TECNOLOGÍA ALIMENTARIA, CI TALSA S.A. Productos línea cárnica. [En línea]. Medellín (Colombia). [Consultado el 20 de agosto de 2010]. Disponible en internet: http://www.citalsa.com/ciproducts/1/405#firstproduct

Construcción en acero inoxidable AISI 304, control por pantalla táctil, posibilidad de control inalámbrico, motor eléctrico de 4 kW, motor hidráulico 2.6 kW, bomba de vacío de 3 kW (120 m^3/h), sistema de refrigeración de 10.8 kW, velocidad de 3 a 12 RPM, producción diaria de 5400 kg/día, capacidad máxima de 700 kg reales.

Ventajas:

- Se considera como el segundo mejor equipo para lavar externamente del comparativo, dadas sus formas simples, su único inconveniente es su lavado interno, igual que en los demás modelos.

- Se inclina para descargar el producto en una carreta o recipiente, los demás lo hacen por sistema sinfín.

Desventajas:

- Difícil acceso al interior del contenedor para su limpieza manual diaria.

•Sistemas de propulsión y refrigeración con un muy elevado consumo de energía.

•Usa un motor hidráulico lo cual lo expone a fugas de aceite hidráulico lo que pone en riesgo la inocuidad del equipo.

•Requiere de equipos especiales para el proceso de carga lo que incrementa los costos.

•Se vende en Colombia a un extravagante precio de 425'000.000 $.

COZINNI: esta empresa norteamericana ofrece el CVM 700, el cual cuenta con las siguientes características:

Figura 5. Masajeador *COZZINI* CVM 700.

Fuente. ALICO, COMERCIALIZADORA INTERNACIONAL DE TECNOLOGÍA ALIMENTARIA, CI TALSA S.A. Productos línea cárnica. [En línea]. Medellín (Colombia). [Consultado el 20 de agosto de 2010]. Disponible en internet: http://www.citalsa.com/ciproducts/1/405#firstproduct

Aprobación USDA para procesamiento de alimentos en EE UU, control por PLC *ALLEN BRADLEY,* capacidad para operación en líneas de producción continuas, 700 kg de capacidad, sistema de refrigeración, consumo de energía total de 8 kW, carga por vacío, descarga a banda transportadora, velocidad variable, agitación adicional mediante sistemas hidráulicos y rotativos.

Ventajas:

•Bajo consumo de energía. *(incluye el sistema de refrigeración).*

- Sistemas de enfriamiento duales.

- Agitación mediante dos sistemas.

- El precio más competitivo de los importados, 220’000.000$.

Desventajas:

- Diseño altamente vulnerable a la incidencia del lavado con agua. *(Posibles daños a los sistemas electrónicos).*

- Diseño intrincado que complica su limpieza diaria.

- Sistema de carga por vacío que impide la carga de piezas grandes de carne con contenido de huesos como lo son las costillas enteras.

- Sistemas hidráulicos que exponen el proceso a las posibles fugas de estos lubricantes.

- Formulación específica para grandes empresas con operación en serie.

- Difícil acceso para su lavado interno.

1.4 ANTECEDENTES NACIONALES

CI TALSA: en cuanto a los competidores nacionales, el más cercano es la empresa CI TALSA con su modelo MV 500, el cual posee las siguientes características:

Figura 6. Masajeador CI TALSA MV 500.

Masajeador con Vacío CI TALSA

Fuente. ALICO, COMERCIALIZADORA INTERNACIONAL DE TECNOLOGÍA ALIMENTARIA, CI TALSA S.A. Productos línea cárnica. [En línea]. Medellín (Colombia). [Consultado el 20 de agosto de 2010]. Disponible en internet: http://www.citalsa.com/ciproducts/1/405#firstproduct

Potencia motor de propulsión 1.8 kW, potencia bomba de vacío 0.93 kW, posicionamiento mediante botón para cargar y descargar, construido en acero inoxidable AISI 304, detención mediante sensor de proximidad para evitar accidentes, empaques de sellado removibles para mejor higiene.

Ventajas:

- Sencillo proceso de carga y descarga manual.
- No requiere de accesorios adicionales para su operación.
- Fabricación de diferentes tamaños bajo pedido.
- Diseño ovalado y liso que favorece la higiene.
- Diseño simple que permite un lavado manual rápido y completo. *(Solo se observa en contra el diseño de la escotilla de carga).*
- El diseño más compatible del mercado con la mediana industria debido a su simplicidad.

Desventajas:

- Diseño de la escotilla que dificulta la verificación de la limpieza del interior del contenedor.

- Precio elevado para ser una versión de solo 250 Kg de capacidad y diseño simple.

- Faltan botones de control protegidos del agua.

De otra parte en la industria local se encuentran distintos talleres dedicados a la producción de estos equipos mediante la imitación de equipos de productores de alto nivel como los ya mencionados y en lo que respecta al ámbito académico no se encontraron trabajos previos en este tema.

Por lo anteriormente mencionado esta resulta ser una gran oportunidad para poner en práctica los conocimientos adquiridos en ingeniería mecatrónica y dar solución a una necesidad latente en la PIME local. De este modo se contará con una oportunidad real de medir la competitividad los sus diseños obtenidos con respecto a las demás ofertas del mercado nacional e internacional.

2. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

El problema a resolver en el presente trabajo radica en dar una solución satisfactoria a los requerimientos de los pequeños y medianos productores de carnes procesadas. Para plantear el problema de una manera técnicamente conveniente se analizaron las necesidades del cliente y los productos competidores para obtener una síntesis.

El principal inconveniente para los pequeños y medianos microempresarios radica en que los productos presentes en el mercado se encuentran desfasados en lo que respecta a sus necesidades, por ejemplo todas las ofertas del mercado (exceptuando el modelo CI TALASA MV 500) requieren de equipos adicionales para el proceso de cargue y descargue mientras que ellos llevan a cabo este proceso de forma manual con el fin de disminuir costos de energía y mantenimiento. De otra parte los equipos actuales con las capacidades requeridas para el presente diseño (700 Kg) están pensados para operaciones de trabajo continuo y por tanto no están diseñados para un lavado diario, por su parte están pensados para operaciones de limpieza compleja cada vez que se lleven a cabo las detenciones de mantenimiento, mientras que los pequeños productores precisan de lavar su maquinaria a diario ya que en muchos casos sus ciclos de trabajo diario no superan los dos turnos. Pero uno de los inconvenientes más serios para las PIME del ramo radica en los enormes precios que alcanzan los modelos disponibles en el mercado (Llegan a los 425’000.000 $) De otra parte los equipos encargados a los talleres locales presentan diseños deficientes que incumplen los requerimientos de las normas estatales y no incorporan los últimos adelantos como los sistemas de vacío y la operación alternada de ciclos de masaje y reposo para maximizar la calidad del producto final.

En resumen lo anterior indica que el diseño debe tener una capacidad de 700 kg, permitir una operación manual de cargue, descargue y limpieza. Debe incorporar los últimos adelantos en la industria del masaje de carnes, como lo son el vacío, la operación en ciclos alternados de operación y descanso, ofrecer velocidad de masaje variable, cumplir las normas gubernamentales nacionales que conciernan a los equipos para el procesamiento de alimentos y por último ofrecer un diseño que reduzca la incidencia de los problemas de ergonomía. El cumplimiento de todos estos requerimientos solo será válido si se logra hacerlo con un costo final del proyecto inferior a los productos competidores sin afectar la calidad y las prestaciones del equipo.

3. NECESIDADES DEL CLIENTE

Durante el proceso de levantamiento de necesidades del cliente, se efectuó un trabajo adicional con los operarios de los procesos actuales y se observaron los dispositivos en operación normal para encontrar un conjunto de requerimientos integral y que apartara posibles ideas sesgadas por parte del cliente. Este proceso arrojó los siguientes requerimientos técnicos:

- El equipo debe tener una capacidad de 700 kg.

- El equipo debe ofrecer un sistema de selección de velocidad entre 3 y 15 RPM en saltos discretos de una RPM por vez *(esto según las recomendaciones de los especialistas).*

- El equipo debe ofrecer al operario un modo de operación manual que le permita posicionar el mezclador del equipo en el ángulo que este requiera.

- El equipo debe contar con un sistema de vacío que permita la difusión de los condimentos a través de la masa de carne.

- El equipo, con la carga máxima, debe contar con espacio de aire en su interior igual al 30% de su volumen interno total.

- El equipo debe permitir un fácil acceso al operario para los procesos manuales de carga, descarga y limpieza.

4. PREMISAS Y RESTRICCIONES

4.1 MARCO NORMATIVO

El marco normativo es de importancia vital ya que este será un proyecto enfocado totalmente a la industria de alimentos y naturalmente debe estar acorde con los máximos requerimientos normativos estatales. Para ello se tendrán como referencia obligada el decreto 3075[2] de 1997 que normaliza la implementación de las buenas prácticas de manufactura o BPM y todos los requerimientos básicos que debe cumplir un establecimiento y los equipos para procesamiento de carnes para el consumo humano. Se prestará especial atención a los artículos 10, 11, 12, 19, 24 y 29 que están directamente relacionados con los dispositivos para la manipulación de alimentos.

Se tendrán como referencia no obligada, es decir, como literatura de consulta las siguientes normas o instituciones relacionadas:

- Decreto 60[3] de 2002 que reglamenta las condiciones para evitar la contaminación de los alimentos con sustancias nocivas para el ser humano.
- ISO 9000[4].
- HACCP[5].
- ISO 22000[6].

---

[2]COLOMBIA. PRESIDENCIA DE LA REPÚBLICA. Decreto 3075. (1997). Por el cual se reglamenta parcialmente la ley 19 de 1979 y se dictan otras disposiciones. Bogotá, D.C. 1997. p 1-58.

[3]--------. MINISTERIO DE LA SALUD. Decreto 60. (18, enero, 2002). Por el cual se promueve la aplicación del Sistema de Análisis de Peligros y Puntos de Control Critico, Haccp en las fábricas de alimentos y se reglamenta el proceso de certificación. Bogotá, D.C. 2002. p 1-7.

[4]Instituto colombiano de normas técnicas y certificación. ICONTEC. Aseguramiento de la calidad serie 9000: Compendio de normas técnicas. Santa fe de Bogotá: Icontec, 1992. 59 p.

[5]COLOMBIA. MINISTERIO DE LA SALUD. Decreto 60. (18, enero, 2002). Por el cual se promueve la aplicación del Sistema de Análisis de Peligros y Puntos de Control Critico, Haccp en las fábricas de alimentos y se reglamenta el proceso de certificación. Bogotá, D.C. 2002. p 1-7.

[6]Instituto colombiano de normas técnicas y certificación. ICONTEC. Certificación ISO 22000. [En línea]. Bogotá D.C., Carrera 37 52-95, Tel. 6078888, Fax 2221435, 2010. [Consultado 26 de febrero, 2010]. Disponible en Internet: http://www.icontec.org/BancoConocimiento/C/certificacion_iso_22000/certificacion_iso_22000.asp?CodIdioma=ESP

- *“Codex alimentarus”* – FAO y OMS[7].

[7]Organización de las naciones unidas para la agricultura y la alimentación. FAO. *“Codex Alimentarus”*. [En línea]. Roma, Italia, 2010. [Consultado 25 de febrero]. Disponible en Internet: http://www.codexalimentarius.net/web/index_es.jsp

5. OBJETIVOS

5.1 OBJETIVO GENERAL

Diseñar un dispositivo para el masajeado de carnes para el consumo humano que cumpla con los requerimientos de capacidad, automatización y ergonomía que se especifican en los alcances del proyecto, enmarcado en el decreto 3075[8] de 1997 de la república de Colombia a un precio inferior a propuestas nacionales.

5.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Diseñar la estructura mecánica de un dispositivo para el masajeado de cárnicos a la luz del decreto 3075 de 1997 de la república de Colombia.

- Dotar al dispositivo de un sistema de variación de velocidad de rotación.

- Dotar al dispositivo de un sistema que le permita condimentar la carne al vacío.

- Dotar al dispositivo de un sistema que permita al usuario seleccionar el tiempo o en su defecto el número de revoluciones para la condimentación de la carne.

[8]COLOMBIA. PRESIDENCIA DE LA REPÚBLICA. Decreto 3075. (1997). Por el cual se reglamenta parcialmente la ley 19 de 1979 y se dictan otras disposiciones. Bogotá, D.C. 1997. p 1-58.

6. ALCANCE

Este importante apartado del proyecto comprende los requisitos que se deben suplir para que el director empresarial considere el proyecto como terminado.

6.1 Se diseñara un dispositivo para el masajeado de cárnicos con una capacidad máxima de 500 kg de carne además del peso y volumen requeridos por los condimentos necesarios para dicha cantidad, los cuales en ningún caso deben exceder el 40% del peso total de la carne para el caso de carga máxima, es decir 500 de carne y 200 kg de agua y condimentos, es decir, 700 kg de carga útil máxima.

6.2 El diseño definitivo estará especificado para operar en cuartos fríos.

6.3 El diseño definitivo evitará tener en el interior del compartimiento para la condimentación de la carne ejes, palas o cualquier otro elemento que no tenga como función el mezclado de la carne con los condimentos.

6.4 El diseño definitivo podrá equipar un dispositivo de variación de velocidad de consecución comercial, es decir, no necesariamente de diseñado durante el presente trabajo.

6.5 El diseño definitivo podrá equipar un dispositivo de vacío de consecución comercial, es decir, no necesariamente de diseñado durante el presente trabajo

6.6 El diseño definitivo podrá equipar un dispositivo de control del proceso de consecución comercial, es decir, no necesariamente de diseñado durante el presente trabajo

6.7 El diseño definitivo podrá equipar un dispositivo de propulsión de consecución comercial, es decir, no necesariamente de diseñado durante el presente trabajo

6.8 Al finalizar el proceso de pasantía se entregará una simulación computacional animada del funcionamiento cinemático de la parte mecánica del diseño definitivo.

6.9 Al finalizar el proceso de pasantía se entregará los planos eléctricos y electrónicos según lo requiera el diseño definitivo para su futura implementación, que en ningún caso será una responsabilidad en el presente trabajo.

6.10 Al finalizar el proceso de pasantía se entregará un listado de los componentes requeridos para una eventual implementación del diseño que se entregara en este trabajo.

6.11 Se entregara al director empresarial única y exclusivamente lo especificado en los numerales 6.8, 6.9 y 6.10 como requisito para la aprobación y firma del informe final del proceso de pasantía institucional, todo lo anterior enmarcado en los numerales 6.1 al 6.7, cualquier requerimiento adicional por parte del director empresarial estará supeditado a la voluntad del autor del proyecto y en ningún caso será requisito para la aprobación y firma por parte del director empresarial del informe final del proceso de pasantía institucional.

7. JUSTIFICACIÓN

Como es bien sabido, muchas soluciones industriales para automatización son de aplicación muy específica y de alto nivel, esto hace que las soluciones utilizadas en las empresas de gran envergadura resulten sumamente costosas para el micro-empresario. Este es el caso de la LONCHERÍA, CARNES Y EMBUTIDOS SAJONIA, quien a pesar de ser una de las primeras microempresas de procesamiento de carnes en utilizar bombos para el masajeado de carnes en la región, no ha tenido acceso a los más recientes adelantos en esta materia debido a los elevados costos de estos, situación que le ha generado problemas de eficiencia y productividad. Esto claramente es un serio inconveniente dadas las tendencias actuales del mercado, en donde quien no se adapte a las nuevas demandas del mercado está condenado en la mayoría de los casos a la desaparición. Consciente de esto el señor Meier ha brindado generosamente esta oportunidad para que se aplique el proceso de diseño mecatrónico para el diseño de un sistema de ablandamiento y adobado de carnes completamente nuevo, que elimine todos los inconvenientes observados en el modelo actual y además implemente los más recientes adelantos en materia de condimentación de carnes.

Con este proyecto se pretende dar mayor capacidad productiva a la LONCHERÍA, CARNES Y EMBUTIDOS SAJONIA en lo que respecta al proceso de masajeado de carnes, se estima que el incremento será 3.33 veces la capacidad actual.

El equipo actual funciona en un solo turno de 8 horas día como máximo. Durante este turno el equipo puede procesar hasta un máximo de 450 kilogramos de carne en tres baches de producción. Con el nuevo dispositivo será posible procesar 500 kilogramos por bache. Además de incrementarse la capacidad de procesamiento de carne se mejorará su velocidad gracias al sistema de variación de velocidad, que ahorrará tiempo según el tipo y cantidad de carne que se procese, sumado al sistema de variación de velocidad se contará con el sistema de vacío que reducirá aún más el tiempo de condimentación y masaje de la carne, lo que según las estimaciones hechas con el asesor empresarial podrían dar lugar un bache adicional por turno si el tipo de carne procesada requiere del menor tiempo de masajeado. Por esta razón se tiene entonces que la producción del nuevo dispositivo sería de 2.000 Kg. De carne en cada turno de 8 horas. A este nivel de producción debe agregársele el hecho que el nuevo bombo podrá operar en cuartos fríos y contara con control automatizado, lo cual le permitirá hacer un ciclo de condimentación adicional durante la noche de manera automática lo que incrementara su producción a 2.500 kg de carne cada 24 horas. Estas cifras indican que la producción diaria se incrementará en un 555% con respecto al modelo actual. Estas estimaciones, según el director empresarial hacen prever que la inversión se recuperará en un lapso de 3 a 5 años aproximadamente

operando el nuevo dispositivo al 80% de su capacidad máxima. Debe tenerse en cuenta que los cálculos de retorno de la inversión fueron hechos por el director empresarial con el uso de los datos obtenidos durante la investigación acerca del incremento de producción y cabe destacar que no se tuvo acceso a los datos de rentabilidad del proceso en mención. De otra parte se debe hacer la salvedad que de no hacerse el ciclo nocturno de producción, el periodo de retorno de la inversión sería de 4 a 6 años aproximadamente según los cálculos hechos por el director empresarial.

Además de las ventajas cuantitativas se esperan grandes mejoras cualitativas como la reducción de los posibles accidentes de trabajo, una operación más sencilla para los empleados quienes no tendrán que realizar esfuerzos físicos para posicionar o manipular el nuevo bombo, además se mejora la salud ocupacional. Otras ventajas cualitativas se refieren al aspecto, consistencia y uniformidad del sabor de las carnes procesadas gracias al sistema de vacío y el diseño anti-cortes que empleará el nuevo dispositivo, esto redundará en un incremento en las ventas finales debido a la mejora en la percepción de calidad por parte de los clientes.

Desde el punto de vista social, las ventajas que trae la solución de un problema productivo en los sectores empresariales de pequeño alcance se manifiestan notoriamente en la clase trabajadora, ya que es en el sector micro empresarial donde se generan la mayor cantidad de empleos y con esta solución se mejorara su calidad de vida debido a que facilitará la labor de los operarios al hacer su trabajo menos demandante físicamente. Por otra parte trae ventajas administrativas a los propietarios de las microempresas al disminuir los problemas de salud ocupacional de sus empleados a la vez que se incrementa la productividad.

Con este proyecto se generarán más plazas de trabajo calificado y no calificado al momento de producir estos dispositivos que requieren de una alta inversión de horas hombre para su producción y puesta en marcha.

8. MARCO TEÓRICO

8.1 EL MASAJE DE PRODUCTOS CÁRNICOS

Figura 7. Procesamiento de productos cárnicos.

Fuente. MÜLLER, Siegfried G. y ORDOINO, Mario A. Procesamiento de Carnes y Embutidos, Introducción [En línea]. Estados Unidos de Norteamérica, Washington D.C., 2003. P. 212. [Consultado 18 de diciembre, 2009]. Disponible en Internet: http://www.science.oas.org/oea_gtz/LIBROS/EMBUTIDOS/intro1_emb.htm

En la industria del procesamiento de productos cárnicos el masaje ocupa un lugar importante en lo que concierne al ablandamiento y condimentación de piezas de carne. En el proceso de masaje de carnes su buscan dos objetivos primordiales, uno es ablandarla y el otro es condimentarla, pero uno depende del otro ya que para que las piezas de carne se condimenten uniformemente el proceso debe llevarse a cabo mientras los cortes o piezas son masajeados, se recomienda que el proceso de masaje se lleve a cabo en presencia de vacío *(Aunque en algunos casos no se use)* para asegurar una difusión de los condimentos a través de toda la masa de carne en el caso de cortes gruesos.

El proceso de masaje busca concretamente la separación de las proteínas *(estas se pueden separar por medios químicos o mecánicos)* miofibrilares que se encuentran presentes en los músculos y que en su estado natural impiden el ingreso de los condimentos. Con el proceso mecánico de masaje estas proteínas son extraídas y disueltas para que además de permitir el ingreso de los condimentos liguen las fibras de la carne de una manera más conveniente dándole una mayor retención de líquidos, lo cual es vital para conservar los sabores de esta, a la vez que le proveen un mejor comportamiento ante las rebanadas o cortes delgados. El proceso de masaje además de las anteriores ventajas evita la separación de las sales inyectadas a la carne, estos

condimentos denominados salmuera, están compuestos por agua fría, sal, nitritos de sodio y otros productos inyectables, estos productos inyectables varían según el resultado que se desee en la carne, pero predominan los azucares, extractos de especias, sabores naturales, estabilizantes, fosfatos y corragenatos[9].

En resumen el masaje de carnes trae las siguientes ventajas:

- Permite rebanadas más delgadas.
- Permite una retención de mayor cantidad de líquidos, lo cual enriquece el sabor.
- Evita la separación de las sales de condimento.
- Ablanda la carne.
- Libera proteínas.
- Provee un sabor más uniforme por toda la masa de carne.
- Permite una mayor y mejor difusión de los condimentos.

El proceso de masaje mecánico se puede llevar cabo de dos formas distintas estas son[10]:

"Tumbleado": Este consiste en, literalmente golpear la carne, generalmente al interior de un cilindro provisto de palas para tal fin *(Las palas dejan caer la carne desde determinada altura gracias a la rotación del cilindro)*, este proceso es altamente eficiente pero se debe controlar minuciosamente par no deteriorar la consistencia de la carne al destruir la coherencia entre sus tejidos lo cual desmejora su aspecto, consistencia y deteriora la capacidad de la carne para retener líquidos. Este método se recomienda para trozos de carne de gran tamaño o con contenido de huesos.

Masajeado: Este al contrario del primero no golpea la carne, simplemente provoca un roce continuo entre las piezas de carne, esta vez el equipo usa las

---

[9] UNIVERSIDAD NACIONAL DE COLOMBIA. Formulación de productos cárnicos.[En línea] 2005. Bogotá 1(Colombia). [Consultado el 21 de agosto de 2010]. Disponible en internet: http://www.virtual.unal.edu.co/cursos/agronomia/2001819/lecciones/cap04/cap04_04.html

[10] Óp. cit. p. 1

palas para trasladar la carne de un lugar a otro al interior del cilindro de mezclado, este proceso es similar al que llevan a cabo los mezcladores de concreto con su carga para evitar que esta se compacte, este proceso aunque más seguro para el masajeado de carnes es menos eficiente al requerir de tiempos de proceso mayores y difusiones menos veloces del condimento al interior de los cortes. Este proceso es especialmente usado rebanadas delgadas de carne.

Figura 8. Vista interior de un equipo para el masaje de cárnicos.

Fuente. [1] ---- ----, Masaje en la elaboración de jamones cocidos. [En línea]. [Consultado el 21 de agosto de 2010]. Disponible en internet: http://www.alfaeditores.com/carnilac/Octubre%20Noviembre%2005/TECNOLOGIA%20Masaje.htm

Para el presente proyecto el director empresarial opto por el proceso de *tumbleado* o *Tumbling* ya que él será el encargado del monitoreo de los procesos de producción permitiendo así mayor precisión y mejor seguimiento de los parámetros de producción, evitando potenciales daños a las piezas de carne, además un *tumbler* es más versátil que un masajeador y por tanto resulta más apto para un mercado mayor. De otra parte en la mayoría de las empresas se procesan costillas y trozos de carne de gran tamaño lo cual no es compatible con el proceso de masaje. Se hace énfasis que por lo general muchos productores de equipos no hacen diferencia entre masajeado y “tumbleado” por lo tanto no es incorrecto usar el calificativo de masajeado de forma indistinta.

Para que un proceso de masaje sea exitoso se debe contar con carne de primera calidad, la cual se especifica según su tipo, origen y efectos deseados; de otra parte se debe contar con personal capacitado para la manipulación de la carne en este tipo de procesos al tiempo que deben conocer los detalles y las características de la maquinaria de proceso. En los procesos de masaje se deben controlar distintos parámetros como la velocidad del masaje, su intensidad, el tiempo de masaje, la temperatura, el tipo de carne que se está procesando, los efectos deseados en cada caso, el volumen ocupado por la carne con respecto al volumen del contenedor, los ingredientes, las

características físico-químicas de estos y el vacío del proceso, algunos de estos aspectos se detallan a continuación. Por ejemplo *(Generalmente*), para el caso de la velocidad, distintas investigaciones han demostrado que velocidades de rotación superiores a 20 RPM dañan la consistencia y el aspecto de las piezas de carne a la vez que reducen su capacidad para retener líquidos, mientras que una velocidad inferior a 4 RPM es prácticamente inocua en lo que a masaje y condimentación se refiere, por tanto el equipo propuesto oscilara entre estos dos valores. De otra parte la calidad de la carne procesada está directamente relacionada con el volumen libre al interior del contenedor, ya que a mayor volumen libre, la caída y el consecuente masaje de la carne serán más enérgicos ocasionando daños al producto de no tenerse en cuenta este factor crítico, este aspecto debe ser controlado por el encargado de proceso debiendo este seleccionar el tiempo/recorrido del masaje en función del volumen libre al interior del contenedor *(A mayor espacio libre menor tiempo de masaje)*. Por su parte las características físico-químicas de los condimentos se deben tener en cuenta ya que una salmuera muy espesa será más difícil de difundir en las piezas de carne que una aguada. En lo que concierne a la temperatura de proceso un estudio referenciado por *CARNETEC*[11] indica que la temperatura de masaje ideal esta en torno a los 13° C debido a que en estos valores es donde se logran los mejores resultados de difusión consistencia y aspecto, eso sí controlando minuciosamente el proceso para evitar la apariciones de organismos patógenos. Pasando al tiempo de masaje este se debe controlar por razones evidentes, para tener una idea, un documento de la UNIVERSIDAD NACIONAL DE COLOMBIA[12] recomienda la siguiente formula:

D = Diámetro interior del bombo.

? = 3.15.

U = D*?, circunferencia interior del bombo.

N = Número de revoluciones por minuto.

T = Tiempo en movimiento neto, sin tomar en cuenta los descansos, en minutos.

U x N x T = 10.000 a 12.000 METROS.

El resultado debe estar entre los 10 a 12 km y/o en un tiempo de 4 horas de masaje. Estos datos son solamente orientativos ya que él tiempo de masaje debe tomar en cuenta el tamaño de las piezas de carne, los resultados deseados y las características de la salmuera como ya se mencionó. De otro

[11] Óp. cit. p. 1

[12] Óp. cit. p. 3.

lado se recomienda que el proceso de masaje no debe ser continuo, es decir, el tiempo o recorrido del masaje se debe dividir en etapas de actividad y reposo *(En el caso de control por tiempo solo tomar en cuenta el tiempo de actividad)*, el tiempo de reposo permite un difusión más eficiente de los condimentos. Por último, el vacío; este aspecto es el encargado de forzar el ingreso de los condimentos al interior de las fibras de la carne ayudado por el proceso de masaje, el vacío además de esto evita la formación de espuma en la salmuera, la cual podría ingresar entre las fibras de la carne impidiendo la condimentación y pudiendo ocasionar mermas de volumen posteriores.

Por lo anteriormente mencionado resulta evidente que el proceso de masaje de cárnicos se ve afectado por un gran número de factores de distinta naturaleza, lo cual indica que el mecanismo aunque importante, no es el único factor que influye en la calidad del producto final y por tanto es de suma trascendencia la habilidad y capacitación del personal encargado de estos procesos cuando de obtener resultados óptimos se trata.

8.2 ANÁLISIS MECÁNICO

Para este proyecto uno de los componentes primordiales será le eficiencia en la selección de los materiales, su forma, y peso para la estructura física del dispositivo ya que esto redundara en ahorro de dinero si el proceso de diseño mecánico se lleva a cabo de manera correcta. Para que este proceso sea exitoso se deben dominar aspectos de diseño mecánico tales como:

Materiales en el diseño mecánico, análisis de esfuerzos y deformaciones, diseño para distintos tipos de carga y tipos de transmisiones entre otros. Estos conceptos se encuentran ampliamente detallados en…Véase el anexo A…

8.3 AUTOMATIZACIÓN

Para el presente proyecto se precisa de un sistema de control automático, por lo tanto es importante precisar las fuentes que se utilizaron para los desarrollos en esta materia. Un análisis general de los aspectos relevantes de la automatización industrial se encuentran en…Véase el anexo B…

9. ESPECIFICACIONES PRELIMINARES DEL EQUIPO

9.1 NECESIDADES Y MÉTRICAS

Para este proceso se ha seleccionado el método QFD, este método hace parte del proceso de ingeniería concurrente o diseño mecatrónico que se aplicara para el presente proyecto ya que se considera, es la forma más eficiente de abordar el problema debido a que este contiene partes electrónicas, mecánicas y de programación que ameritan un trabajo en paralelo para que no se presenten situaciones contraproducentes al final del diseño, mas exactamente durante el proceso de integración de componentes.

9.1.1 **Ordenamiento jerárquico de las necesidades.** Estas se han extraído de las necesidades identificadas del cliente…Véase el capítulo 3.…Este orden de importancia ha sido definido por el director empresarial en función de las necesidades más apremiantes con respecto al nuevo diseño.

Cuadro 1. Organización en función de la importancia de las necesidades.

#	NECESIDAD	Imp.
1	El equipo debe tener una capacidad de 700 kg.	5
2	El equipo debe contar con sistema de vació.	5
3	El equipo debe posicionarse en modo de cargue, descargue y limpieza según se requiera.	5
4	El equipo debe permitir un fácil acceso al operario para las operaciones de carga, descarga y limpieza.	4
5	El equipo debe permitir el cargue y descargue manual.	4
6	El equipo debe permitir variar la velocidad del masaje.	4
7	El dispositivo debe tener volumen libre con carga máxima igual al 30% del volumen del contenedor.	3
8	El equipo debe estar en capacidad de operar en cuartos fríos o contar con refrigeración propia.	2
9	El consumo de potencia instantánea del equipo debe estar cercano a los competidores	2
10	El mantenimiento diario del equipo solo requerirá operaciones sencillas	2

9.1.2 **Relación de métricas y necesidades.** Para relacionar estas métricas con las necesidades correspondientes, se elaboró el cuadro 2. En esta ocasión las métricas han sido definidas en función de los parámetros de mayor importancia y que definen de la forma más concreta los requerimientos del cliente desde un punto de vista técnico.

Cuadro 2. Establecimiento de métricas y su relación con las necesidades.

MÉTRICA	NECESIDADES	MÉTRICA	IMPORTANCIA	UNIDADES
1	1, 7, 9	Capacidad de carga útil. (Carne y condimentos)	5	Kg.
2	3, 4, 5, 10	Ergonomía	5	Subj.
3	2, 9, 10	Capacidad de vació	5	m^3/h
4	2, 3, 6, 9	Costos	5	$.
5	1, 2, 3, 6, 9	Consumo de potencia instantánea	5	KW.
6	3, 4, 5	Posicionamiento para cargue, descargue y limpieza	5	Bin.
7	6	# de velocidades	4	#
8	1, 7	Volumen de carga	3	m^3
9	8	Tolerancia a la refrigeración o sistema de frío	2	Bin.
10	4,10	Mantenimiento diario sencillo	2	Bin.

9.1.3 **Evaluación de métricas en productos competidores.** Con este proceso se pretende determinar de forma cuantitativa *(en lo posible)* las características de los productos competidores y de este modo tener un marco de referencia de vital importancia para la pertinencia de la solución que se proponga, en el siguiente cuadro se evalúan dichas métricas.

Cuadro 3. Evaluación de métricas en productos competidores.

MÉTRICA	NECESIDADES	MÉTRICA	IMPORTANCIA	UNIDADES	Metalquimia Termomat 1x	Cozzini CVMM 700kg	CI TALSA MV 500
1	1, 7, 9	Capacidad de carga útil. (Carne y condimentos)	5	Kg.	900	700	250
2	3, 4, 5, 10	Ergonomía	5	Subj.	REG	MAL	BIE
3	2, 9, 10	Capacidad de vació	5	m^3/h	120	DES	DES
4	2, 3, 6, 9	Costos (Únicamente precio de venta)	5	$.	460 M	220 M	45 M
5	1, 2, 3, 6, 9	Consumo de potencia instantánea	5	kW.	9.6	8	2.73
6	3, 4, 5	Posicionamiento para cargue, descargue y limpieza	5	Bin.	SI	NO	SI
7	6	# de velocidades	4	#	+3	+3	+3
8	1, 7	Volumen de carga	3	m^3	DES	DES	0.5
9	8	Funciona en refrigeradores o cuenta con refrigeración propia.	2	Bin.	SI	SI	NO
10	4, 10	Mantenimiento diario sencillo	2	Bin.	SI	NO	SI

9.1.4 **Evaluación de productos competidores.** Cabe recordar que los productos competidores han sido los presentes en el mercado nacional y de importados de venta en el país...Véase el cuadro 5…en este cuadro se encuentra la comparación entre el nivel de satisfacción que estos productos dan a cada una de las necesidades del cliente.

9.1.5 **Asignación de valores ideales y marginales para las métricas.** Este ítem es el resultado de la evaluación de las métricas en los productos competidores y establece el rango de valores dentro de los cuales la solución propuesta estará en ventaja o desventaja competitiva frente a al mercado, el cuadro 4 es un marco de referencia de suma importancia ya que el cliente así tendrá una información transparente. De otra parte si el proyecto se desarrolla observando estos valores, tendrá el potencial para sacar ventaja del mercado al conocerlo en detalle y así convertirse en una excelente opción.

Cuadro 4. Asignación de valores ideales y marginales para las métricas.

MÉTRICA	**NECESIDADES**	**MÉTRICA**	IMPORTANCIA	UNIDADES	Valor marginal	**Valor ideal**
1	1, 7, 9	Capacidad de carga útil (carne y condimentos).	5	Kg.	700	**+/-50**
2	3, 4, 5, 10	Ergonomía	5	Subj.	EXE	**EXE**
3	2, 9, 10	Capacidad de vació	5	m^3/h	40	**60**
4	2, 3, 6, 9	Costos. (únicamente precio de venta)	5	$.	70 M	**40 M**
5	1, 2, 3, 6, 9	Consumo de potencia instantánea	5	kW.	8	**5**
6	3, 4, 5	Posicionamiento para cargue, descargue y limpieza	5	Bin.	SI	**SI**
7	6	# de velocidades	4	#	3	**+6**
8	1, 7	Volumen de carga	3	m^3	1.1	**1.6**
9	8	Funciona en refrigeradores o cuenta con refrigeración propia.	2	Bin.	NO	**SI**
10	4,10	Mantenimiento diario sencillo	2	Bin.	SI	**SI**

Cuadro 5. Comparación del nivel de satisfacción de las necesidades por parte de productos competidores.

#	NECESIDAD		Importancia	Metalquimia Termomat 1X	Cozzini CVMM 700kg	CI TALSA MV 500
1	El *Tumbler*	Tiene una capacidad máxima de 700 Kg.	5	V	V	II
2		Cuenta con un sistema de vacío.	5	V	V	V
3		Se posiciona en modo de cargue, descargue y limpieza según se requiera.	5	V	II	V
4		Permite un fácil acceso para el cargue, descargue y limpieza.	4	I	II	II
5		El equipo permite el cargue y descargue manual.	4	I	I	V
6		Permite seleccionar la velocidad de masajeado.	4	V	V	V
7		Cuenta con un espacio interno libre, igual 30% del total de la capacidad de carga.	3	IV	IV	V
8		Funciona en refrigeradores o cuenta con refrigeración propia.	2	V	V	V
9		Consume una potencia instantánea inferior a los competidores.	2	III	IV	V
10		Requiere de un mantenimiento diario sencillo.	2	V	III	IV
		Puntaje (Promedio ponderado)	**36**	**3.9**	**3.6**	**4.2**

9.2 TIPO DE ARQUITECTURA

El tipo de arquitectura seleccionada será MODULAR. Este tipo de arquitectura es la ideal ya que este dispositivo acarreara un costo considerable con relación al flujo de caja de la empresa, por otro lado será de una arquitectura compleja debido a que combina componentes mecánicos, eléctricos y electrónicos, esto hace que su arquitectura sea implícitamente modular ya que será más una sinergia de componentes que un dispositivo de arquitectura integral. La ventaja de los equipos modulares desde el punto de vista económico radica en la facilidad para su reparación y el recambio de componentes defectuosos evitando así la necesidad de la reposición de todo el equipo.

9.3 **TIPO DE PRODUCTO**

Este proyecto estará centrado en el diseño de un PRODUCTO A LA MEDIDA. El presente diseño será de este tipo ya que se enfocara a una modalidad de descarga manual mientras que los dispositivos comerciales con esta capacidad de carga, *(700 Kg.)* cuentan por defecto con un sistema de descargue mecanizado, esto debido a que este es un diseño pedido por encargo y no un proyecto de producción comercial masivo. Vale la pena destacar que aun así se podría pensar en una futura aplicación comercial con las adaptaciones a que hubiese lugar para competir directamente con los proveedores actuales, los cuales ofrecen precios tremendamente elevados, aun así se deben hacer mayores estudios de viabilidad financiera para determinar cuál podría ser la diferencia de precio final al crear una empresa que le haga frente a dicha competencia.

10. GENERACIÓN DE CONCEPTOS

Se ha optado por generar primero los conceptos concernientes al modelo de contenedor de mezclado sin mencionar detalladamente los demás componentes, esto no quiere decir que se los hará a un lado, simplemente estos componentes se pensaran de modo que se ajusten al modelo de contenedor seleccionado. Se quiere hacer la salvedad que todo concepto que se preseleccione debe estar enmarcado dentro de un estricto seguimiento de las capacidades de la industria local ya que un diseño que no sea posible manufacturarlo en la ciudad verdaderamente no tendrá mucho sentido desde el punto de vista financiero y como tal no será viable.

10.1 DESCOMPOSICIÓN DEL PROBLEMA

Con el fin de generar los conceptos más pertinentes y no derrochar tiempo y energías en ideas fuera de tono, la clarificación del problema es de importancia crítica. Debido a que en los capítulos previos ya se llevaron a cabo la interpretación de las necesidades del cliente, su organización jerárquica, la selección de métricas y su asociación con las necesidades identificadas, solo resta hacer la descomposición del problema. Cabe recordar que como ya se dijo en el capítulo 9.3 el problema central de este proyecto se centra en resolver las necesidades de un cliente ESPECÍFICO y no en desarrollar un producto para un público abierto. Para la descomposición del problema se ha optado por el MÉTODO DE LAS NECESIDADES CLAVE DEL CLIENTE.

10.2 BÚSQUEDA EXTERNA

10.2.1 ***Benchmarking* competitivo.** La búsqueda externa arrojó muy pobres resultados en las áreas correspondientes a la literatura especializada, es decir trabajos científicos detallados al respecto; por su parte en la industria relacionada con el tema se encontraron distintos folletos y referencias a Internet,[13] donde se encontró la mayor cantidad de material, como por ejemplo los videos[14]. En esta búsqueda externa se evidenció que prácticamente todas las soluciones para masajeado de carne se centran en cilindros rotativos, la diferencia estriba en la ubicación del propulsor y el tipo de transmisión. Se

[13] ALICO, COMERCIALIZADORA INTERNACIONAL DE TECNOLOGIA ALIMENTARIA, CI TALSA S.A. Productos línea carnica. [En línea]. Medellín (Colombia). [Consultado el 20 de agosto de 2010]. Disponible en internet: http://www.citalsa.com/ciproducts/1/405#firstproduct

[14] ["Mentalfunckmusic", seudónimo]. GLASS Tumbler / Massaging Pork Chops [En linea]. YOUTUBE LLC. 2009. [Consultado 15 de septiembre de 2010]. Disponible en internet: http://www.youtube.com/watch?v=FU2ZUhakFas

encontró además que todos los dispositivos de estas capacidades están pensados para un modelo de cargue y descargue mecanizado, esto no quiere decir que la operación manual no sea posible, solo que es de una dificultad considerable. Otro aspecto que llamo la atención es el tema de la limpieza diaria interna de los dispositivos ya que prácticamente todos cuentan con reducciones a la altura de la escotilla de descargue, es decir, el contenedor tiene una forma similar a una botella de refresco, esto evidentemente solo permite una limpieza mediante impacto de agua a presión, lo cual naturalmente no es lo que se desea. Cabe recordar que las normas gubernamentales exigen que todos los componentes del contenedor deben ser accesibles para su limpieza y además que esta debe ser de fácil ejecución. Los equipos tomados en cuenta para el proceso de análisis competitivo fueron aquellos con presencia en el país a través de representantes propios o terceros, esto con el fin de conocer su precio real final en el mercado nacional, lo cual permite llevar a cabo una comparación más realista y en sintonía con el objetivo primario de este proyecto, el cual tiene en cuenta el precio del diseño final como elemento decisivo a la hora de medir la pertinencia de la propuesta.

Es de suma importancia resaltar que el análisis de las ventajas y desventajas que ofrecen estos equipos a la PIME local están detalladas en el capítulo concerniente a los antecedentes nacionales e internacionales…Véase el capítulo 1…para el presente capítulo se llevó a cabo una análisis adicional de estas características pero especificado solamente para los equipos para los cuales fue posible obtener su cotización.

COZZINI CVM700: De la empresa norteamericana Cozzini. Este dispositivo cuenta con aprobación sanitaria para su venta en Norteamérica fabricado en acero inoxidable AISI 304, sin embargo se hace evidente que su proceso de higiene debe ser sumamente minucioso y de gran cuidado ya que cuenta con un sin número de esquinas y recovecos de difícil acceso y componentes electrónicos que podrían dañarse durante este proceso. Por lo demás el dispositivo cuenta con todos los accesorios necesarios para una operación de primera línea, como lo son sus distintos tipos de masaje, su posibilidad de flujo continuo de carne, operación completamente automatizada, conexión a red de control, masaje con vibrador hidráulico, sistema de refrigeración y de vació. Este dispositivo se tomó en cuenta ya que está disponible en el mercado colombiano a través de una empresa especializada en el ramo de la industria alimenticia. Cabe destacar que este es el dispositivo que más se acerca a los requerimientos del cliente ya que su capacidad neta es de 700 kg, exactamente igual a la requerida por el cliente, como puntos en contra se encuentran su difícil proceso de higiene (Por su intrincado diseño), su precio sumamente elevado, superior a los doscientos millones de pesos y su carga por vacío que impide o dificulta el proceso de carga de grandes piezas de carne con hueso.

THERMOMAT 1X: Producto español hecho completamente en acero inoxidable AISI 304, este equipo cuenta con un control completamente automatizado y posibilidad de control desde cuarto de control. Como pudo observarse …Véanse las figuras 3 y 4 del capítulo 1.3…este es un modelo de formas relativamente simples lo cual facilita notoriamente su proceso de limpieza externa diaria, esto es un gran punto a favor ya que este aspecto es crítico para el cliente, pero como en el caso anterior está pensado para un proceso de cargue y descargue mecanizado ya que para ello precisa de una carreta especial adicional que incrementa aún más los 425'000.000$ de su precio base, de otra parte cabe mencionar que si se desea con sistema de refrigeración adicional el consumo de potencia instantánea será de casi 20 kW, un consumo realmente abrumador. Es pertinente mencionar que el diseño de sus palas interiores precisan el uso de lavadoras de alta presión ya que el acceso del operario a su interior requiere de habilidades casi acrobáticas y aun en el hipotético caso que un operario si incruste en su interior este se encuentra plagado de esquinas y bordes que limitan su fácil limpieza manual. Esto quiere decir entonces que la limpieza externa del dispositivo es relativamente sencilla, pero su lavado interno se dificulta seriamente por el diseño de sus palas de mezclado.

CI TALSA MV 500: De origen colombiano, el cual a pesar de tener poco más de un tercio de la capacidad de carga que requiere el cliente (requiere 700 kg) se puede ordenar por encargo con capacidades superiores. CI TALSA es una de las compañías más respetadas en el mercado de mecanismos para la pequeña y mediana industria de alimentos a nivel nacional. Este dispositivo es uno de los competidores directos más fuertes para el proyecto ya que cumple con casi todos los requerimientos críticos del cliente a excepción de dos, el primero es la capacidad y segundo su facilidad de limpieza interna. La capacidad de este dispositivo es de 250 kg casi es la misma del equipo actual de la empresa, pero a diferencia de este es completamente en acero inoxidable AISI 304, cuenta con sistema de vació, variador de velocidad, parada de emergencia, vacuometro, posicionamiento eléctrico para carga, para descarga y para limpieza. La otra gran desventaja, su limpieza interna, radica en que la escotilla de acceso no permite un libre movimiento del operario para higienizar el interior del contenedor, esto es lo que se debe evitar en el nuevo modelo. Debe recordarse que este fue el modelo de referencia para medir los conceptos generados.

10.2.2 **Entrevistas con especialistas.** Estas entrevistas se llevaron a cabo de manera informal y todos los entrevistados fueron personas recomendadas por el director empresarial ya que él cuenta con una red de contactos ya establecida, estos manifestaron que lo más adecuado y menos riesgoso era el planteamiento de un diseño adaptativo de los modelos del mercado, pero redimensionado para cumplir con los requerimientos del cliente ya que estos dispositivos son intrínsecamente de elevados costos de producción y puesta en marcha, esto hace que los diseños de prueba sean una peligrosa aventura

desde el punto de vista financiero, por lo cual recomendaron en repetidas ocasiones un diseño conservador.

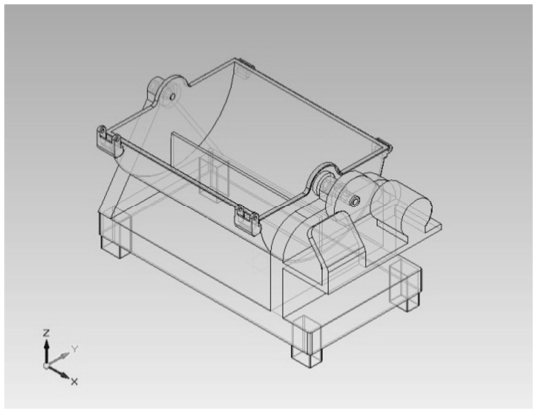
10.3 BÚSQUEDA INTERNA.

Para la búsqueda interna se tomaron en cuenta las ideas del director académico, del director empresarial y naturalmente las propias. Las propuestas fueron las siguientes:

10.3.1 **Tipo de contenedor.** En esta sección se procederá proponer las ideas concernientes al método de masajeado de carnes como principal objetivo y en los próximos capítulos se seleccionaran con mayor detenimiento los demás componentes del mecanismo.

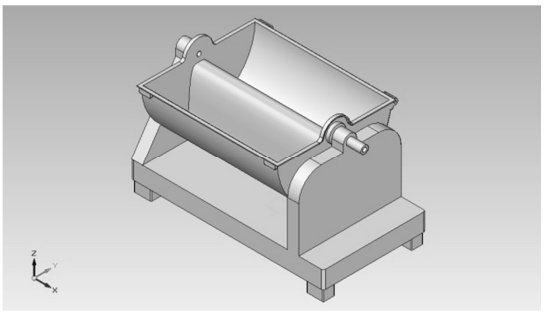
Idea 1. Cilindro rotativo pivotado en los extremos con doble pala de mezclado tipo lamina lisa, tapa a lo largo del cilindro, montaje de chasis único:

Figura 9. Boceto de la idea # 1.



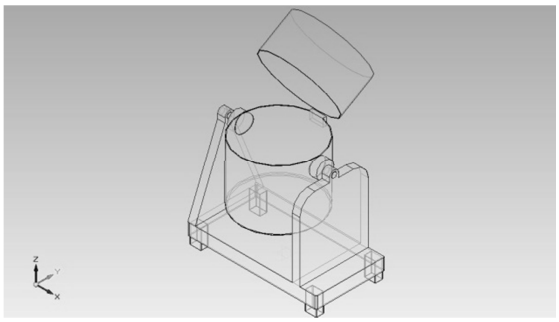
Idea 2. Como la anterior idea pero con palas de mezclado en forma de lóbulo en la circunferencia interna del cilindro:

Figura 10. Boceto de la idea # 2.



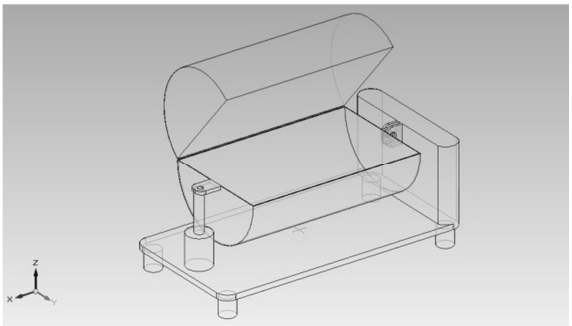
Idea 3. Este diseño es similar a los anteriores salvo que el cilindro de mezclado se encuentra pivotado en su centro pero a lo largo del eje transversal del cilindro:

Figura 11. Boceto de la idea # 3.



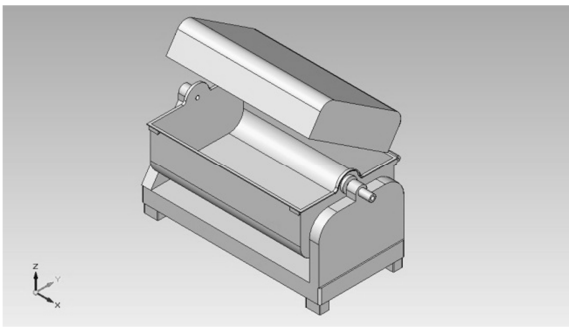
Idea 4. Esta se basa igualmente en un cilindro pero esta vez este vibra violentamente en lugar de rotar y de este modo se obtiene el masajeado de la carne:

Figura 12. Boceto de la idea # 4.



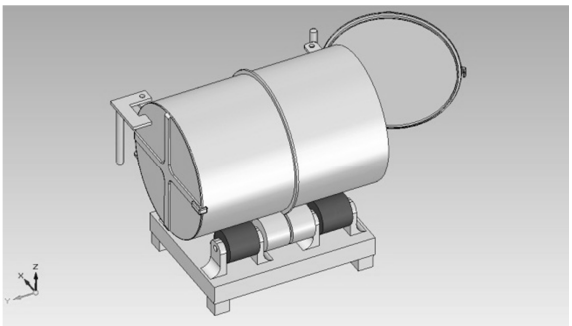
Idea 5. Con el mismo sistema de los anteriores pero con contenedor cuadrado para que este se encargue por si solo de masajear la carne.

Figura 13. Boceto de la idea # 5.



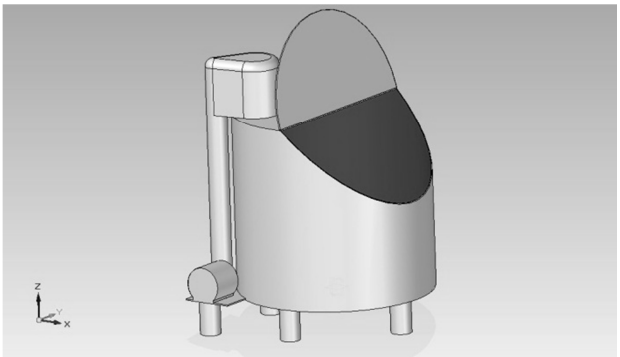
Idea 6. Esta consiste en un contenedor cilíndrico, que en esta ocasión se encuentra pivotado sobre cuatro rodillos dispuestos a lo largo de su circunferencia, de los cuales dos son motrices y los dos restantes garantizan la estabilidad del cilindro sobre esta plataforma

Figura 14. Boceto de la idea # 6.



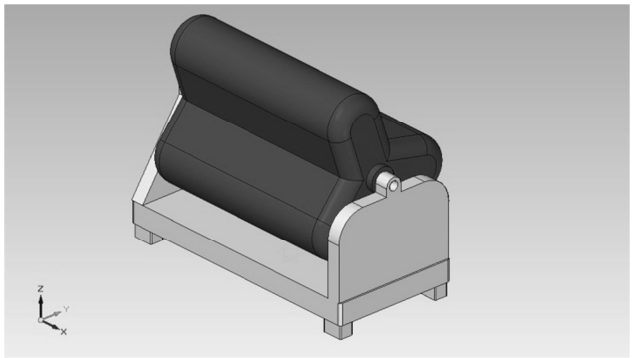
Idea 7. Esta se basa en la idea de un elevador de carnes por tornillo sinfín que luego las deja caer nuevamente en el contenedor o tanque, de este modo se consigue un masajeado altamente enérgico.

Figura 15. Boceto de la idea # 7.



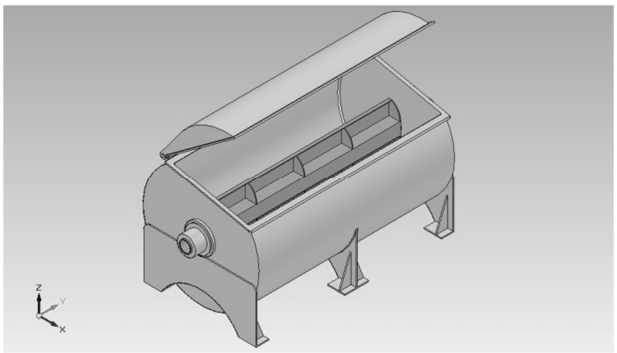
Idea 8. Sistema rotativo, no dé en forma cilíndrica, esta vez con forma de Y de contenedores ubicados a 120° uno del otro en torno al centro de rotación.

Figura 16. Boceto de la idea # 8.



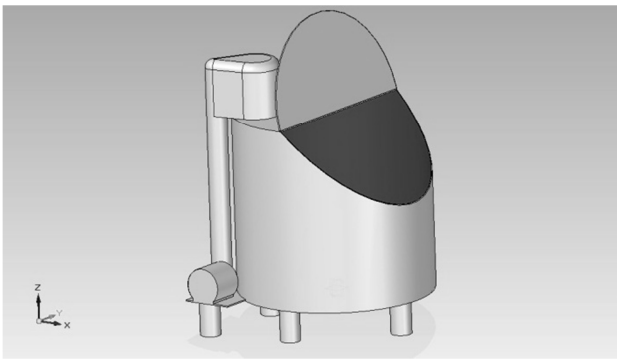
Idea 9. El cilindro en esta ocasión esta fijo a al chasis del mecanismo y la encargada de girar es la pala interna de mezclado.

Figura 17. Boceto de la idea # 9.



Idea 10. Este sistema es similar al de elevador ya propuesto pero en esta ocasión la elevación de la carne se hará mediante un bomba de impulsión lo cual evitara mayores daños a las piezas de carne.

Figura 18. Boceto de la idea # 10.



10.3.2 **Sistema de acople de velocidad.** Los sistemas de acople de velocidad fueron los siguientes:

- Reductor.
- Engranajes externos.
- Correa dentada.
- Correa en v.

10.3.3 **Variación de velocidad.** Para variar la velocidad de masaje de la carne, tal como lo pide el cliente, las propuestas son las siguientes.

Para motores eléctricos:

- Variador v/f electrónico.
- Variador vectorial.
- Variador por reóstato.
- Variador por auto-transformador.
- Intercambio de poleas

Para motores a combustible fósil:

- Caja de velocidades manual.

- Caja de velocidades automática.

Para motores hidráulicos y neumáticos:

- Válvulas de control de flujo.

10.3.4 **Sistema de vacío.** La selección de este dispositivo es de gran importancia debido a que es un aspecto de gran trascendencia para el director empresarial, los modelos propuestos son los siguientes:

- Bomba de vacío de paletas.
- Bomba de vacío de anillo de agua.
- Bomba de vacío de sello de aceite.
- Bomba de vacío de diafragma.
- Bomba de vacío de pistones.

10.3.5 **Sistema de control.** Los sistemas de control que se consideraran son los siguientes:

- Mediante diseño electrónico y programación de autoría propia.
- Mediante PLC.
- Mediante computador adaptado mediante red de control.
- Analógico mediante controles on/off.

10.3.6 **Tipo de material del equipo.** Esta selección se hará en función del material que debe predominar en el equipo, es decir, de que estará hecho e chasis del equipo. Estos son los materiales propuestos:

- Plástico reforzado para manipulación de alimentos.
- Resinas epóxicas para manipulación de alimentos

- Aleaciones de aluminio.
- Hierro recubierto.
- Acero recubierto.
- Aceros inoxidables.
- Latón.
- Bronce.
- Titanio.

10.3.7 **Sistema de propulsión.** Los sistemas de propulsión propuestos fueron los siguientes:

- Motor eléctrico.
- Motor diesel o gasolina.
- Motor neumático.
- Motor hidráulico.

11. SELECCIÓN DE CONCEPTOS Y COMPONENTES

11.1. MATRICES Y CRITERIOS DE SELECCIÓN

Para este proceso del proyecto se optó por aplicar una matriz de selección de conceptos para algunos sub-componentes del dispositivo, tomando como criterios selección aquellos que estén en total sintonía con las necesidades del cliente y así garantizar que al momento de realizar las posibles combinaciones de componentes, estas sean completamente compatibles con las necesidades de este. Debe notarse que algunos conceptos están predeterminados a funcionar con sistemas periféricos específicos y no son necesariamente compatibles con todos los sub-componentes preseleccionados, esto no supone un inconveniente grave ya que con este método se considera que se ahorra tiempo y se mejora la pertinencia de la selección que se haga, al tiempo que permite una reacomodación de componentes sin mayores complicaciones.

11.1.1 **Tipo de contenedor.** Este es el componente central del proyecto ya que es en esta parte donde se concentran los requerimientos más trascendentes del cliente y esta será la etapa encargada de asegurar la mejor calidad para la carne a procesar.

Los criterios de selección del cuadro 6 se han elegido según su prioridad técnica y su concordancia con las necesidades más importantes del cliente. La facilidad de limpieza no está incluida dentro del mantenimiento ya que este es un dispositivo para procesar alimentos y la limpieza requiere una mención especial y por distintas razones no está al mismo nivel del mantenimiento del motor y demás componentes, esta es una necesidad primordial para el cliente ya que este requiere de forma imperativa que su equipo se pueda limpiar fácilmente de forma manual y no automática como en otros equipos. La velocidad, potencia y eficiencia se tomaran en cuenta al momento de seleccionar el motor, se debe recordar que se está seleccionando el tipo de contenedor y no el tipo de motor. En lo que respecta a la robustez del diseño esta estará dada por el factor de diseño, este factor se tratara en el diseño detallado…Véase el capítulo 12…

Cuadro 6. Ponderaciones de criterios de selección.

CRITERIO	PONDERACIÓN
Facilidad de limpieza	20%
Costo de producción	20%
Hermetismo	20%
Facilidad de manufactura	10%
Facilidad para cargue y descargue manual	10%
Facilidad de mantenimiento	5%
Ergonomía	5%
Facilidad de instalación de accesorios	5%
Disponibilidad de tecnología	5%
TOTAL	**100%**

Debido a la cantidad de conceptos, primero se tamizaron.

Cuadro 7. Matriz de preselección de conceptos.

	VARIANTES DE CONCEPTOS							
CRITERIO DE SELECCIÓN	**IDEA 1**	**IDEA 2**	**IDEA 3**	**IDEA 6**	**IDEA 7**	**IDEA 8**	**IDEA 9**	**REF.**
Facilidad de limpieza	0	+	-	-	-	-	+	**0**
Costo de producción	+	-	0	0	-	-	-	**0**
Hermetismo	-	-	-	+	+	-	+	**0**
Facilidad de manufactura	0	-	-	-	-	-	-	**0**
Facilidad para cargue y descargue manual	+	+	-	-	0	0	+	**0**
Facilidad de mantenimiento	+	+	0	+	-	0	+	**0**
Ergonomía	+	+	-	-	-	0	+	**0**
Facilidad de instalación de accesorios	0	0	0	+	-	0	0	**0**
Disponibilidad de tecnología	0	-	0	0	0	-	0	**0**
Positivos	**4**	**4**	**0**	**3**	**1**	**0**	**5**	
Iguales	**4**	**1**	**4**	**2**	**6**	**4**	**2**	
Negativos	**1**	**4**	**5**	**4**	**2**	**5**	**2**	
TOTAL	**3**	**0**	**-5**	**-1**	**-1**	**-5**	**3**	
ORDEN	**2**	**3**	**6**	**4**	**5**	**6**	**1**	
¿CONTINUAR?	**COMB**	**COMB**	**NO**	**SI**	**NO**	**NO**	**SI**	

+ equivale a mejor que la referencia.
0 equivale a igual que la referencia.
- equivale a peor que la referencia.

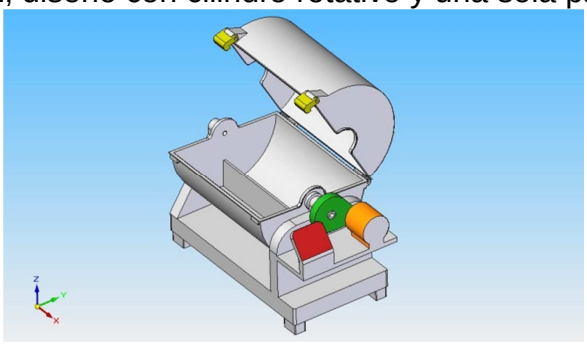
El concepto de referencia es el CITALSA MV 500.

Del anterior cuadro se obtuvieron como preseleccionados los conceptos 6, 9 y se combinaron los conceptos 1 y 2, a continuación se hará una explicación más detallada de los preseleccionados.

Idea 1-2. El diseño de la idea 1 está basado en la adaptación del actual modelo presente en la empresa. Este diseño de la idea 1 cuenta con un cilindro rotativo de 1.7 m de largo por 1.1 m de diámetro el cual cuenta con una sola pala de mezclado de 0.3 m de altura, visible en la figura 9, el cilindro se encuentra apoyado en sus extremos en dos rodamientos, a su vez en uno de los

extremos de estos apoyos se encuentra acoplada la polea de transmisión del motor la cual se encuentra resaltada en color verde, mientras que en el otro extremo se encuentra la conexión para el sistema de vacío. El moto-reductor se encuentra resaltado en color naranja. Mientras que la botonera de control se encuentra resaltada de color rojo.

Figura 19. Idea 1-2, diseño con cilindro rotativo y una sola pala de mezclado.



Idea 6. Consiste en un modelo de cilindro rotativo pero en esta ocasión no se encuentra apoyado sobre rodamientos, en este caso se encuentra pivotado sobre cuatro rodillos de goma los cuales se encuentran resaltados en color negro, dos de estos cilindros son impulsados mientras que los dos restantes son impulsores, los impulsores se pueden apreciar en la figura 20. Estos dos rodillos son propulsados a través de un eje solidario a los dos que se encuentra unido a una polea resaltada en color verde, la cual está unida al motor en color anaranjado, este motor no requiere de reductor ya que se considera que la relación de reducción entre el cilindro y los rodillos es más que suficiente. En la figura 21 se pude apreciar un rodillo acanalado en color gris entre los dos rodillos negros, la funcionalidad de este rodillo es evitar que el cilindro se desplace a lo largo del eje “y”. La botonera de control se encuentra ubicada en el panel de color rojo. Por su parte el sistema de vació opera mediante el brazo pivotado en la parte superior del mecanismo, el cual en la figuras 20 y 21 se encuentra en su posición de operación mientras que en la figura 12 se encuentra en la se encuentra en posición de descargue.

Figura 20. Idea 6, cilindro rotativo sobre rodillos con doble escotilla de acceso.

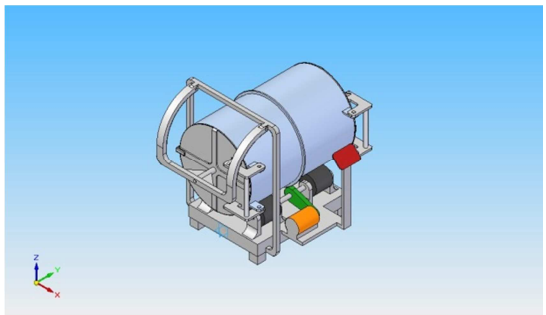


Figura 21. Idea 6, vista posterior.

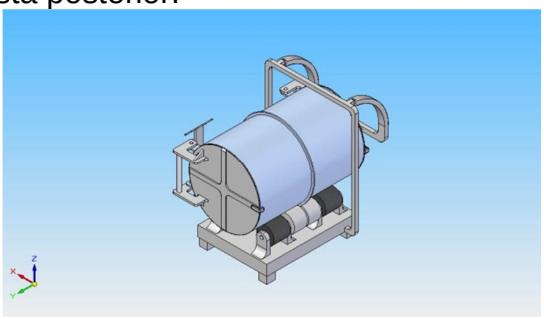
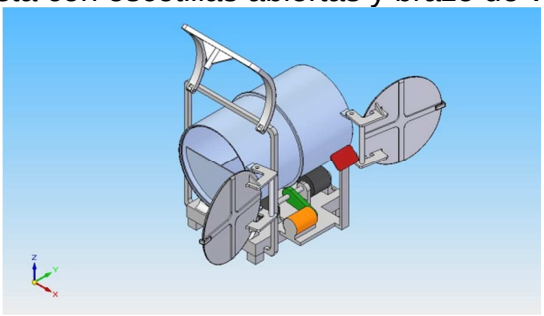


Figura 22. Idea 6, vista con escotillas abiertas y brazo de vacío elevado.



Idea 9. Esta idea se basa en una idea de cilindro fijo, en su lugar se propone una pala de mezclado rotativa la cual se encargara de masajear la carne, esta pala se encuentra resaltada en color rojo al interior del cilindro. Esta pala se encuentra propulsada por un moto-reductor resaltado en color naranja, este se comunica con la pala de mezclado mediante un sistema de engranajes. El sistema de vacío se encuentra resaltado en color negro al igual que su tubería. El panel de control o botonera se encuentra resaltado en color rojo.

Figura 23. Idea 9, vista de parte del motor, poleas y pala de mezclado.

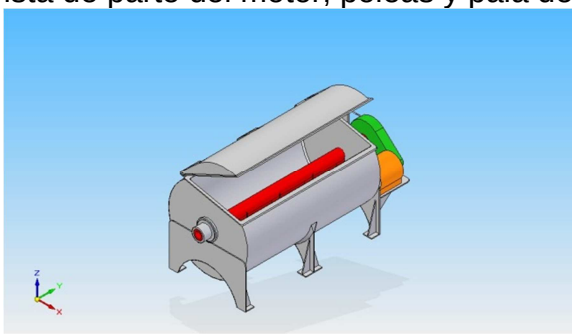
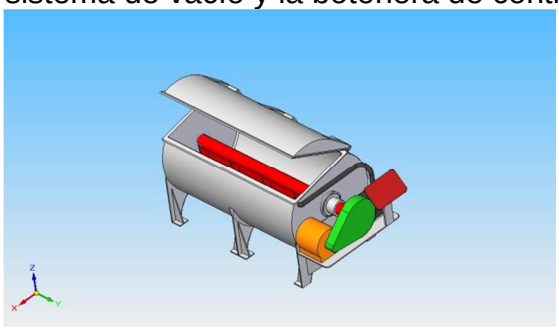


Figura 24. Vista del sistema de vacío y la botonera de control.



La calificación de cada idea estará en un rango de 0 a 5, sin fracciones decimales. Los resultados se encuentran en el cuadro 8.

Cuadro 8. Matriz de evaluación de conceptos.

		CONCEPTOS					
		IDEA 1-2		IDEA 6		IDEA 9	
CRITERIO DE SELECCIÓN	**Pond.**	**Nota**	**Nota* Pond**	**Nota**	**Nota* Pond**	**Nota**	**Nota* Pond**
Facilidad de limpieza	20%	4	0,80	2	0,40	5	1,00
Costo de producción	20%	5	1,00	2	0,40	3	0,60
Hermetismo	20%	1	0,20	5	1,00	5	1,00
Facilidad de manufactura	10%	5	0,50	3	0,30	4	0,40
Facilidad para cargue y descargue manual	10%	4	0,40	1	0,10	4	0,40
Facilidad de mantenimiento	5%	4	0,20	4	0,20	2	0,10
Ergonomía	5%	3	0,15	1	0,05	3	0,15
Facilidad de instalación de accesorios	5%	5	0,25	4	0,20	4	0,20
Disponibilidad de tecnología	5%	4	0,20	4	0,20	4	0,20
	Total		3,70		2,85		4,05
	Orden		2		3		1
	¿Desarrollar?		NO		NO		**SI**

Del anterior cuadro se desprende que el modelo de contenedor adecuado será el de la idea 9, los demás componentes se seleccionarán a continuación.

11.1.2 **Sistema de acople de velocidad.** De las propuestas hechas en la sección anterior se seleccionó la de reductor ya que es la que provee la mayor precisión, no libera partículas contaminantes, hollín y demás, como si lo hacen las correas, ni requiere lubricación como en el caso de los engranajes externos. Una gran venta del sistema de caja reductora sobre las demás propuestas radica en que para condiciones normales es el dispositivo más inocuo desde el punto de vista higiénico. Dentro de los sistemas de reducción se encuentran los

de ejes paralelos, sinfín-corona, hipoidales, *spiroplan*, etc. Todos estos equipos son más costosos que el modelo de ejes paralelos ya que son diseñados para espacios reducidos, ángulos difíciles y posiciones especiales, pero en el presente proyecto no se tiene ninguno de estos inconvenientes, por tanto el sistema adecuado es el de ejes paralelos, además precisa de menos mantenimiento, cuenta con una vida útil más larga debido a su baja fricción y por último y no menos importante es el más eficiente. para la selección del sistema más idóneo se utilizó la siguiente matriz de selección. Se asume que la que cada concepto podrá manejar tanto la torsión como la velocidad de rotación requerida, estas características se encuentran en el capítulo 12.1.

Cuadro 9. Selección del sistema de acople de velocidad.

		CONCEPTOS							
		Reductor		Engranajes externos		Correa dentada		Correa En V	
CRITERIO DE SELECCIÓN	**Pond.**	**Nota**	**Nota x Pond**	**Nota**	**Nota x Pond**	**Nota**	**Nota x Pond**	**Nota**	**Nota x Pond**
Precisión de movimiento	20%	5	1.00	5	1.00	5	1.00	1	0.20
Costo	20%	2	0.40	4	0.80	4	0.80	5	1.00
Inocuidad higiénica	20%	5	1.00	1	0.20	4	0.80	4	0.80
Facilidad de montaje	10%	5	0,50	1	0.10	5	0,50	5	0.50
Capacidad de transmisión de torsión	10%	5	0,50	4	0,40	2	0,10	1	0.10
Mantenimiento	5%	5	0,25	2	0,10	3	0,15	3	0.15
Tamaño	5%	5	0,25	1	0,05	2	0,10	2	0.10
Eficiencia	5%	5	0,25	4	0,20	3	0,15	1	0,10
Disponibilidad de tecnología	5%	5	0,25	4	0,20	5	0,25	5	0,25
	Total		**4.40**		**3.05**		**3.85**		**3.20**
	Orden		**1**		**4**		**2**		**3**
	¿Desarrollar?		**SI**		NO		NO		NO

11.1.3 **Variación de velocidad.** Se consideró que el variador de velocidad adecuado era el de tipo V/F en razón a que el proyecto solo precisa de un control de velocidad con baja precisión (+/- 2 RPM), por este motivo el variador de control vectorial resulta sobredimensionado por sus características de gran precisión en velocidad y posición, este tipo de variadores obviamente son mucho más costosos que los v/f. Por su parte el de reóstato es demasiado voluminoso, ineficiente y poco confiable por lo tanto no es una opción viable. El variador por auto-transformador adolece de los mismos inconvenientes que el e reóstato, por tanto tampoco se tomará en cuenta y por ultimo e modelo de poleas es a todas luces inadecuado, por su dificultad de manipulación, contaminación por partículas, dificultad de control e incapacidad de suplir requerimientos de velocidad futuros.

11.1.4 **Sistema de vacío.** Para este sistema en particular solo se tomarán en cuenta los modelos de paletas y de diafragma debido a que los demás requieren de sistemas de soporte adicionales como, contenedores de aceite, surtidores de agua y esto quiere decir entonces que se haría necesario el uso de sistemas y componentes que incrementarían los costos, elevarían la complejidad del mantenimiento y afectarían potencialmente le higiene del sistema. Estas bombas se tendrán en cuenta solo de no disponerse de modelos de paletas o diafragma.

11.1.5 **Sistema de control.** Los sistemas electrónicos de diseño propio no se consideraron pertinentes para el cliente ya que este manifestó que le preocupaba el aspecto del mantenimiento, ya que al ser un desarrollo propio sería altamente complejo conseguir mantenimiento industrial estándar para esta solución. Por su parte el control mediante programa computacional no convenció al director empresarial ya que este no cuenta con computadores en el área de producción y tampoco cuenta con una red de control dentro de la empresa, esto adicionado al hecho se los sobre-costos que acarrearía la adquisición de software especializado, hicieron inviable esta idea. Por último los controles on/off o analógicos se consideraron demasiado obsoletos para la aplicación y además su diseño sería engorroso y vulnerable para los requerimientos de operación de la máquina, es decir, continuo contacto con agua, detergentes y restos de condimentos. Por lo anteriormente expuesto el tipo de sistema de control seleccionado fue el de PLC por su robustez, capacidad, adaptabilidad a nuevos requerimientos y mantenimiento estándar.

11.1.6 **Tipo de material del equipo.** El tipo de material fue elegido por el director empresarial quien adujo que no tiene aún plena confianza en los nuevos materiales como plásticos, resinas o aleaciones de estos y que además no encontraba méritos para incurrir en elevados gastos para adquirir estos materiales y su proceso de manufactura ya que en su equipo el bajo peso no es una necesidad. El cliente considero que el material de construcción más adecuado para su equipo era el acero inoxidable AISI 304 debido a que era el acero inoxidable de mayor uso en la industria alimenticia, su calidad estaba comprobada de sobra y contaba con múltiples empresas que lo producen y procesan. De otra parte el director empresarial manifestó que había consultado con los entes de control sanitario los cuales no recomendaron de ninguna forma hierros o aceros recubiertos ni mucho menos materiales como el latón o el bronce. El titanio no se tomó en cuenta debido a su costo astronómico y a que no se requiere de un modelo de peso bajo como ya se dijo. Cabe anotar que se estuvo en total acuerdo con las observaciones hechas por el director empresarial. Se hace hincapié en que esta selección no obedece a caprichos del cliente, la opinión del cliente se tomó en cuenta ya que este es un proyecto bajo demanda y no de producción masiva, además el cliente posee amplia experiencia y conocimientos en la industria alimenticia y por tanto su opinión es

de vital importancia durante todo el proceso de diseño, de otro lado se recuerda que el acero AISI 304 es el estándar en los productos competidores y según el decreto 3075[15] de la república de Colombia este material cumple con todos los requerimientos para el procesamiento de alimentos, debido a que es liso, no libera partículas, no se erosiona con el lavado y no reacciona con los componentes químicos a procesar, se puede moldear en formas curvas suaves para su fácil lavado y su oferta es muy amplia en la industria local.

11.1.7 **Sistema de propulsión.** El motor neumático se descartó por su elevado nivel de ruido y debido a que en la empresa no se cuenta con sistemas de suministro de aire a presión, pero la razón fundamental de su descarte obedece a que este dispositivo contamina seriamente el aire que usa para su funcionamiento lo cual es riesgoso para el proceso. El motor hidráulico se rechazó por su requerimiento de un sistema hidráulico con el que tampoco cuenta la empresa y por los mismos inconvenientes de contaminación mencionados para el motor neumático. Por su parte el motor diesel no se tomó en cuenta igualmente por la elevada probabilidad de contaminación de los alimentos, ruido y requerimientos de mantenimiento. El motor eléctrico de DC no se tomó en cuenta debido a que se requeriría de un sistema rectificador para la corriente alterna y de otra parte estos motores precisan de un frecuente mantenimiento para sus escobillas y demás. Los motores de 110 o 220 V de una sola fase no se tomaron en cuenta ya que estos precisan de un sistema de arranque que desacople el, o los condensadores de arranque y cabe recordar que estos sistemas tienden a presentar problemas con el paso del tiempo. Los motores de 380 V no se tomaron en cuenta debido a que la empresa no cuenta con este suministro. El motor eléctrico de corriente alterna de 3 fases a 220 V fue el elegido ya que la empresa cuenta con este tipo de suministro, no requiere de sistemas de arranque y no se precisan adaptaciones especiales en la empresa ya que con la red de suministro actual se suplen los requerimientos. A continuación se mencionaran los requerimientos para la selección del motor: potencia 3.8 kW, velocidad de salida del reductor, 15 RPM, par de torsión, 2400 Nm *(Los cálculos se encuentran en el capítulo 12.1)*, grado de protección IP 33 o superior y ciclo de servicio continuo. El grado de protección IP se seleccionó en un nivel bajo en razón a que el motor se protegerá con una armazón de acero contra agua y polvo, el cual es prácticamente inexistente ya que el equipo operará en atmosferas controladas. Este grado de protección aplica tanto para el moto-reductor, como para la bomba de vacío. Aunque lo ideal sería un moto-reductor y una bomba de vacío con factor de protección IP elevado (superior a 5), esto incrementaría el precio de estos componentes de forma innecesaria ya que estos no entraran en contacto directo con los alimentos ni se sumergirán en agua, es más que suficiente con protegerlos del agua del lavado con carcazas, obteniendo una solución económica, dentro de las normas y por ende beneficiosa para el cliente. En lo que respecta al tipo de ventilación del motor se eligió del tipo ventilación forzada debido a que el moto-

[15] COLOMBIA. PRESIDENCIA DE LA REPÚBLICA. Decreto 3075. (1997). Por el cual se reglamenta parcialmente la ley 19 de 1979 y se dictan otras disposiciones. Bogotá, D.C. 1997. p 1-58.

reductor deberá operar a velocidades inferiores a un tercio de su velocidad nominal y por tanto se pueden tener problemas de recalentamiento del estator del motor, esto se determinó luego de la consulta a distintos manuales de operación de estos equipos. De lo anterior se desprenden los siguientes requerimientos:

- Potencia: 3.8 kW.
- Fases: 3.
- Voltaje: 220 V.
- Factor de protección IP: 33 o superior.
- Ventilación: forzada.
- Par de torsión a la salida del reductor: 2400 Nm.
- Velocidad de salida del reductor: 15 RPM.
- Sistema anti-retorno del motor.

11.2 CONCEPTOS Y COMPONENTES SELECCIONADOS

Los seleccionados son los siguientes:

- Tipo de contenedor: Concepto 9.
- Sistema de propulsión: Motor eléctrico de 3 fases, 220 V, factor IP: 33, ventilación forzada.
- Sistema de acople de velocidad: Reductor de ejes paralelos.
- Variación de velocidad: Variador electrónico V/F.
- Sistema de vacío: De preferencia bomba de paletas o diafragma.
- Sistema de control: PLC.
- Tipo de material del equipo: Acero inoxidable AISI 304.

12. DISEÑO DETALLADO DEL CONCEPTO SELECCIONADO

Para el diseño detallado se tuvo como objetivo UN DISEÑO PARA MANUFACTURA Y MANTENIMIENTO. La unión de estos dos conceptos se debe a que su aplicación no se hará formalmente, en su lugar se tomara como una filosofía de diseño, es decir, en todos los apartes del diseño se tomarán las decisiones pensando en que para el cliente, lo ideal es que su solución utilice la mayor cantidad de componentes estándar posible, como por ejemplo los retenedores, los ejes, los tubos, los espesores de las láminas, los empaques, los sellos y lo más importante, que el diseño sea lo más sencillo de manufacturar, eso sí, sin menoscabar su desempeño y calidad. En lo referente al mantenimiento, toda la distribución espacial de los componentes se hizo pensando en su fácil mantenimiento y limpieza, además como criterio de selección de las marcas de los componentes, se tomó como parámetro critico su presencia y respaldo en la ciudad, esto en la medida de lo posible.

Una vez seleccionado el diseño definitivo se procedió a modelar su sistema mecánico mediante el uso de la herramienta CAD *Solid Edge*[16] en su versión 20. El modelado mecánico se subdividió en dos etapas a saber, una la compuso el sistema de contenedor y pala para la carne, mientras que el otro lo componían los sistemas de propulsión y vacío. Todos estos procesos se diseñaron teniendo en cuenta los sistemas eléctricos y electrónicos.

Para calcular las dimensiones que dieran cumplimiento con los requerimientos del cliente se hicieron los siguientes cálculos:

- Capacidad deseada de carne: 500 kg.
- Capacidad deseada de salmuera: 200 kg.
- Volumen libre requerido con carga máxima: 30% del volumen total del contenedor.

El volumen del dispositivo se calculó con base en el modelo actual presente en la empresa el cual tiene una capacidad de 150 kg de carne más 60 kg de salmuera, cabe destacar que el operario manifestó que con esta carga el contenedor prácticamente carecía de espacio libre en su interior. Esta se consideró como una buena estrategia de medida ya que las densidades de la carne que se procesan en la empresa varían de unas a otras, además el cliente

[16] SIEMENS PRODUCT LIFECYCLE MANAGEMENT SOFTWARE INC. SOLID EDGE V. 20.00.00.96 [SOFTWARE], UGS 2006, CAD. EEUU. [Consultado del 20 de julio al 27 de noviembre de 2010], Disponibilidad, Universidad Autónoma de Occidente.

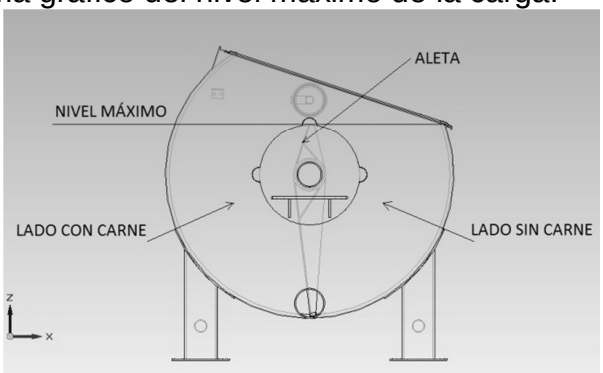
siempre se basó en el modelo actual para manifestar sus requerimientos y por tanto este se convierte en una buena referencia en lo que a carga se refiere. Las medidas del modelo actual son de 90 cm de largo por 60 cm de diámetro, esto arrojó un volumen de 0.255 m^3, acto seguido se calculó el volumen ocupado por 500 kg de carne y 200 kg de salmuera, para obtener el valor se multiplico el volumen del equipo actual por 3.34 ya que esta era la razón entre la capacidad actual y la deseada; el resultado fue de 0.86 m^3. Hasta ahora se tienen los siguientes datos.

- Capacidad de carne del sistema actual: 150 kg.
- Capacidad de salmuera del sistema actual: 60 kg.
- Volumen libre del sistema actual con carga máxima; 0% del volumen total.
- Volumen del equipo actual: 0.255 m^3.
- Razón de capacidad entre el equipo actual y el diseño: 3.34.
- Volumen de la carne y la salmuera para el diseño: 0.86 m^3 *(Máximo).*

Con estos datos se determinó la relación de diámetro por longitud que se utilizaría para el diseño, para la selección se tomaron en cuenta los modelos presentes en el mercado y las sugerencias del director empresarial quien manifestó que muchas soluciones optaban por alargar el cilindro manteniendo un diámetro similar al del dispositivo actual (0.6 m). Con estos dos referentes decidió seleccionar un diámetro que no incrementara demasiado el par de torsión sobre la pala pero que a la vez no fuese demasiado largo ya que esto ocasionaría deformaciones por torsión a lo largo de la pala, las cuales la dañarían prematuramente, de igual modo si se seleccionaba un contenedor demasiado largo el diseño final ocupara demasiado espacio y se requeriría de material adicional, afectando el precio final del dispositivo. En últimas se optó por tomar como parámetro de diseño la ergonomía del diseño y proveer al operario un contenedor que no tuviese una base demasiado profunda para no dificultar sus tareas de cargue, descargue y limpieza, parámetros de vital importancia para el cliente. Las dimensiones internas del contenedor fueron de 1 m de diámetro por 1.9 m de longitud lo cual arrojo un volumen de 1.49 m^3. Como es evidente este volumen es demasiado grande en relación al volumen requerido ya que según los cálculos, la carne y la salmuera ocuparan 0.86 m^3 y adicionando un espacio libre igual al 30 % del contenedor, el volumen total requerido seria 1.12 m^3 y no 1.49 m^3. El volumen adicional se debe a que si se observa el contenedor desde una vista lateral como en la figura 25, se puede determinar que la masa de carne superaría el borde del contenedor lo cual haría inviable el cargue del equipo a máxima capacidad, además se hizo necesario agregar a la pala un aditamento o “aleta” con el fin de que esta pudiese contener más mezcla y así ejercer un masaje más enérgico, esto

debido a que la carne para la carga máxima no tendría caída alguna, en su lugar solo pasaría de un lado al otro de la pala, sin pasar por el proceso de golpeteo o masaje. Se decidió que el nivel máximo de la carne quedará por debajo de borde, aproximadamente 15 cm debido a que así la carne que caiga por el borde dela pala reciba un masaje importante.

Figura 25. Esquema grafico del nivel máximo de la carga.



De los párrafos anteriores se tiene que las dimensiones internas del contenedor serán:

- Longitud: 1.9 m.
- Diámetro: 1.0 m.
- Volumen: 1.49 m^3.

Prácticamente todas las demás dimensiones y formas obedecerán a este parámetro inicial.

12.1 PALA DE MEZCLADO

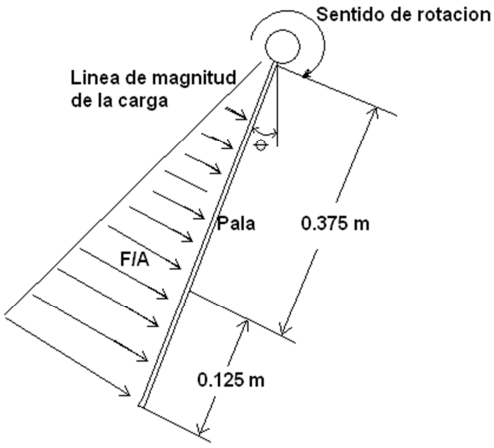
La pala de mezclado es considerada como el aspecto más importante de todo el diseño mecánico ya que es una forma de mezclado no vista en modelos ofrecidos en el mercado local y solo vista una sola vez en el mercado internacional[17], el cual mostraba un modelo similar al propuesto, pero dicho modelo no masajeaba la carne solo la mezclaba. Debido a la importancia de la

[17] ["Mentalfunckmusic", seudónimo]. GLASS Tumbler / Massaging Pork Chops [En linea]. YOUTUBE LLC. 2009. [Consultado 15 de septiembre de 2010]. Disponible en internet: http://www.youtube.com/watch?v=FU2ZUhakFas

pala de mezclado se analizó en primer lugar y el diseño del contenedor se hizo en segunda instancia para acomodarse a los requerimientos de esta.

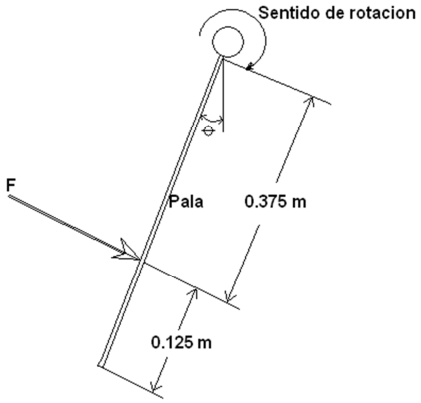
Una vez se obtuvo el modelo se procedió con el análisis de las cargas a las que se vería expuesta una vez en operación. Las cargas que se eligieron para el análisis fueron las más severas que se encontraron. De igual modo debido al particular diseño del contenedor, la pala solo podrá girar en un sentido. Para determinar la masa máxima de carne que deberá acarrear la pala se analizaron varios ángulos de posición de la misma y mediante el análisis de cargas distribuidas se hicieron los siguientes cálculos.

Figura 26. Vista de perfil de la pala de mezclado



En la figura 26 se pueden apreciar las cargas estáticas a las que se verá sometida la pala de mezclado, la carga debida a su propio peso aún no se tendrá en cuenta, esto no quiere decir que se ignoró, solo que se incluirá en los cálculos subsiguientes. Las flechas en la figura representan el perfil de carga que genera la masa de carne, la cual aumenta a medida que se recorre la pala hacia el borde externo, esta fuerza será una función del ángulo θ en el cual se analice la pala. El radio total de la pala es de 0.5 m y se ha dividido en estos dos segmentos debido a que según un análisis de concentración de cargas, la carga distribuida se puede representar por una sola fuerza concentrada en el tercio exterior de la pala, esto se hace ya que la forma de la distribución de carga es de forma prácticamente triangular y por tanto la concentración de esfuerzos se da en el tercio exterior del triángulo de carga. Con lo mencionado anteriormente se procede a realizar cálculos para distintos valores de θ y de este modo determinar cuál es la carga más elevada a la que se verá sometida la pala.

Figura 27. Concentración de las cargas distribuidas



En la figura 27 se simplifico la naturaleza de la carga sin detrimento en la precisión de los cálculos. Asumiendo que la naturaleza de la distribución de la carga será de forma triangular entre $\theta = 0$ y $\theta \sim 80°$ y que entre $\theta > 80$ y $\theta < 90°$ la carga será muy baja ya que la mayoría de la carne habrá caído de ella en razón a que la consistencia de la masa de carne es sumamente fluida. Los cálculos de esfuerzos son los siguientes.

Para $\theta = 20°$ se asume una masa de carne de 500 kg y por tanto se tiene:

$$a = sen(20°) * g$$

$$a = sen(20°) * \frac{9.86m}{s^2}$$

$$a = \frac{3.372m}{s^2}$$

Esta componente de la aceleración de la gravedad que es perpendicular al eje de rotación de la pala y la cual se usara para determinar el momento te torsión con respecto a este:

$$F = 500kg * \frac{3.372m}{s^2}$$

$$F = 1686N$$

Para $\theta = 45°$ se asume una masa de 380 kg, entonces se tiene:

$$a = sen(45°) * g$$

$$a = sen(45°) * \frac{9.86m}{s^2}$$

$$a = \frac{6.972m}{s^2}$$

$$F = 380kg * \frac{6.973m}{s^2}$$

$$F = 2651.48N$$

Ahora para θ = 70° se tiene una masa de 200 kg aproximadamente y los cálculos son los siguientes:

$$a = sen(70°) * g$$

$$a = sen(70°) * \frac{9.86m}{s^2}$$

$$a = \frac{9.26m}{s^2}$$

$$F = 200kg * \frac{9.26m}{s^2}$$

$$F = 1852N$$

De los cálculos anteriores se determinó que la carga más elevada se generaba cuando θ = 45°, para este ángulo de elevación el esfuerzo es de 2652 N. Se debe resaltar el hecho que los cálculos fueron bastante conservadores ya que por ejemplo para calcular la masa sobre la pala para cada ángulo se asumió que la densidad de la mezcla era de 1000 kg/m^3 y cabe recordar que la densidad promedio de la carne es de 450 kg/m^3, pero vale hacer la salvedad que la salmuera si tiene una densidad de 1000 kg/m^3 aproximadamente. Lo anterior garantiza que los cálculos hechos previamente cubrirán los requerimientos del equipo en cuanto a cargas estáticas ya que esta es una idea innovadora y no existen referentes en las consultas hechas.

Pasando al análisis dinámico, se empezara por analizar la fuerza que ejercerá la masa de carne sobre la pala debido a la iniciación del movimiento de la pala durante su rotación a velocidad máxima, esta es de 15 RPM. Esta velocidad fue elegida por el director empresarial basado en su amplia experiencia y mediante la comparación de los productos competidores. De otra parte se consideraron como momentos críticos, uno cuando la pala estuviese en la parte inferior del contenedor y el otro justo antes de entrar en contacto con la carne en su carrera de “descenso”. Después de algunos cálculos se Determinó que el momento de mayor carga se dará justo cuando la pala entra en contacto con la carne, para este momento se asumió que la pala debería acelerar toda la masa

de carne (700 kg) y que en ese momento iniciaba su movimiento desde el reposo.

$$15RPM * \frac{\frac{2*\pi rad}{\min}}{1RPM} = \frac{30*\pi rad}{\min} = \frac{94.247rad}{\min}$$

$$\frac{94.247rad}{\min} * \frac{1\min}{60s} = \frac{1.570rad}{s}$$

$$15RPM = \frac{1.570rad}{s}$$

Asumiendo que la aceleración será constante, se tiene:

$$\alpha = \frac{w_f - w_i}{t_f - t_f}$$

$$\alpha = \frac{\frac{1.570rad}{s} - 0}{0.5 - 0}$$

$$\alpha = \frac{3.141rad}{s^2}$$

El tiempo de aceleración se asumió de 0.5 segundos ya que la pala hará una revolución cada 4 segundos, es decir, cada segundo cubrirá un segmento de 90°, por lo anterior se consideró que en un lapso de 45° era suficiente para alcanzar la velocidad final.

Para determinar la fuerza adicional generada por la aceleración de la carne hasta las 15 RPM se decidió que esta fuerza naturalmente también se podría concentrar en el tercio externo de la pala por las razones ya expuestas. No se tomó el cálculo mediante el momento de inercia ya que así se tendría lo siguiente:

$$\tau = I\alpha$$

$$I = \frac{mr^2}{2} = \frac{700Kg*(0.5m)^2}{2} = 87.5Kgm^2$$

$$\tau = (87.5Kgm^2) * \left(\frac{3.141rad}{s^2} \right) = 275Nm$$

$$F = \frac{\tau}{r} = \frac{275Nm}{0.375m} = 733N$$

Pero si se decidiera convertir la aceleración angular a tangencial y luego multiplicarla por la masa que se debía acelerar se obtuvo:

$$a = \alpha * r = \frac{3.141rad}{s^2} * 0.375m = \frac{1.178m}{s^2}$$

$$F = m * a = 700kg * \frac{1.178m}{s^2} = 825N$$

Se multiplica por 0.375 porque este es el punto donde se concentran las cargas que genera la masa de carne sobre la pala y no sobre su radio externo.

Por lo anterior se decidió tomar la carga generada por el cálculo de aceleración tangencial ya que era más elevada.

Para determinar la totalidad de las cargas que actuarían sobre la pala una vez en operación se agregó el peso en voladizo de la pala que era de 80 kg y por tanto ejercería una fuerza sobre su tercio externo de ~800 N para la velocidad máxima. Por su parte la fricción generada por la carne y la superficie interna del contenedor se estimó en 600 N aproximadamente. De lo anterior se desprenden todas las cargas estáticas y dinámicas que afectan la pala, estas se listarán a continuación:

- Fuerza debida a la masa de carne:2652 N.
- Fuerza debida a la aceleración de la carne:825 N.
- Fuerza debida a la fricción:600 N.
- Fuerza debida al peso de la propia pala:800 N.

De lo anterior se obtuvo un total de 4877 N. Sí a este valor se le agrega un 30% de margen de seguridad debido a que es una propuesta que no tiene referentes técnicos, ni tampoco equipos para *benchmarking* la carga total sobre

la pala se estimó en 6400 N, redondeando al valor mayor. Con esta carga se procedió a determinar el par de torsión máximo que actuaría sobre la pala:

$$\tau = f * d = 6400N * 0.375m = 2400Nm$$

Con los datos recabados se procedió a calcular la potencia requerida para mover la carne y la salmuera a la velocidad máxima de 15 RPM.

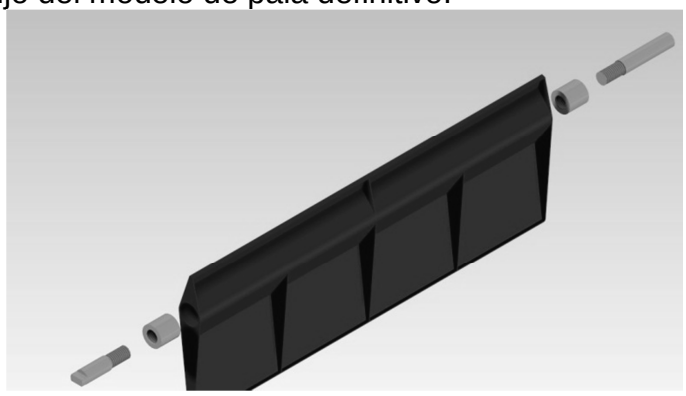
$$15RPM = \frac{1.570rad}{s}$$

$$P = \tau * \omega = 2400Nm * \frac{1.570rad}{s}$$

$$P = 3768W \approx 3.8kW$$

12.1.1 **Cálculo de esfuerzos: Método analítico.** Una vez cumplidos los anteriores cálculos se prosiguió con los de esfuerzos para la pala. En este punto cabe destacar que el director académico considero que el diseño de la pala en lugar de pernos debería usar una rosca única para el eje macizo, esto se lograría mediante una reducción que se insertará en el tubo y que a su vez contara con un agujero roscado para ajustar el eje macizo. Con esta solución se evitaría la necesidad de retenedores ya que el sistema sería liso y sin espacios donde se pudiesen alojar restos de carne o condimentos lo cual es altamente beneficioso para la salubridad del diseño.

Figura 28. Dibujo del modelo de pala definitivo.



Con este diseño definitivo para la pala surgió un nuevo frente de diseño, el cual involucraría a los ejes macizos ya que los mismos pasan a ser los nuevos puntos críticos del diseño debido a que sobre estos se generarían los esfuerzos

más grandes por que serán los que transmitan la torsión del motor al tiempo que deben soportar las cargas por flexión debidas a la carga. Por lo anterior dentro del diseño de la pala se prestó especial atención para el diseño de los ejes macizos, por tanto los cálculos para su tamaño se hicieron primero. Estos se hicieron con base el ejemplo de diseño 5-4 del libro de Mott[18].

Para calcular e diámetro mínimo de un eje sometido a torsión y flexión como el del diseño, se usa el método del par de torsión equivalente el cual en pocas palabras dice: El par de torsión generado por una fuerza de torsión y otra de flexión es igual a la norma de estos dos valores, es decir:

$$T_e = \sqrt{M^2 + T^2}$$

Donde M es el momento de torsión y T es el momento de flexión. El momento de torsión ya se calculó previamente, este es de 2400 Nm. Por su parte el momento de flexión es el siguiente:

$$T = F * d$$

Donde *d* es la distancia desde el borde de la chumacera hasta el punto de contacto entre el eje macizo y el adaptador roscado y *F* es la carga máxima sobre la pala, es decir 6400 N. De esto resulta:

$$T = 6400N * 0.08m = 512Nm$$

Por tanto el par de torsión equivalente es:

$$T_e = \sqrt{(2400\,Nm)^2 + (512\,Nm)^2} = 2454\,Nm$$

Con esto se procede a utilizar la fórmula de esfuerzo cortante en una barra que está dado por:

$$\tau = \frac{T_e}{Z_p}$$

[18] MOTT P. E., Robert L. Diseño de elementos de máquinas. Cuarta Edición. México: 53519 Naucalpan de Juárez; Pearson Educación; 2006. 944 p.

Donde *Zp* es el módulo de sección polar del eje:

$$Z_p = \frac{\pi * d^3}{16} = \frac{T_e}{\tau_d}$$

De la anterior ecuación se tiene que τ_d es el esfuerzo cortante de diseño, este se obtiene de la siguiente manera:

$$\tau_d = \frac{0.5 * s_y}{N}$$

Donde s_y es la resistencia de fluencia del material y *N* es el factor de diseño, es decir el factor de seguridad, este determina el número de veces que la resistencia del diseño supera la de trabajo, este valor se determina según el criterio del diseñador. En este punto se debe recordar que el material para este diseño debe ser acero inoxidable AISI 304. Con s_y igual 241 MPa y N igual a 2, se tiene:

$$\tau_d = \frac{0.5 * (241 * 10^6 Pa)}{2} = 60.25 MPa$$

Con estos datos es posible calcular el módulo de sección polar Z_p.

$$Z_p = \frac{T_e}{\tau_d} = \frac{2454 Nm}{\frac{60.25 * 10^6 N}{m^2}} = 4.073 * 10^{-5} m^3$$

Conociendo el módulo de sección polar se puede obtener el diámetro seguro para el eje macizo.

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 * Z_p}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{16 * (4.073 * 10^{-5} m^3)}{\pi}} = 0.05919 m$$

Esto quiere decir que el diámetro requerido para que el eje tenga un factor de sobe carga de 2 es 59.19 mm, es decir, 2.33 pulgadas, esta medida de eje no es comercial así que se seleccionó la inmediatamente superior de los catálogos de los vendedores locales la cual fue de 2.5", esta será entonces el diámetro para el diseño de los ejes.

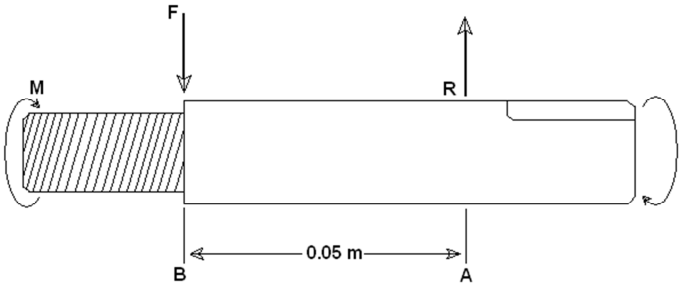
Con el diámetro de los ejes determinado se creyó pertinente realizar un análisis de esfuerzos de forma algebraica para luego corroborar estos resultados con un software CAE. Se considera que estos ejes son las piezas más críticas de todo el diseño y por tanto realizaron los cálculos por dos métodos diferentes. Para los demás componentes, se realizaron únicamente los análisis CAE ya que la fiabilidad de estos programas está demostrada ampliamente y reduce drásticamente los tiempos de diseño.

Después de analizar el comportamiento de las cargas que actuarán en el sistema, se llego a la conclusión que estas serán cargas cíclicas cuyo nivel mínimo será diferente de cero, en razón a que aun en el paso de la pala por la parte superior, esta se encontrará bajo carga, debida a su propio peso. Con estas consideraciones en mente el método más pertinente, no así el más sencillo, es el de ESFUERZOS FLUCTUANTES COMBINADOS[19] caso I2, este método toma el concepto de esfuerzos de *Goodman*[20] pero aplicando el modelo del circulo de *Mohr*[21]*.* Se ha elegido la variante del método denominada ENERGÍA DE DISTORSIÓN ya que es el más recomendado por el autor[22] para estos casos. Para calcular los esfuerzos de *Von Mises* se requiere primero de calcular los esfuerzos medios y alternantes, se optó por calcularlos primero de forma analítica y luego verificar la coherencia de los resultados con el círculo de *Mohr.*

Primero se establecieron los esfuerzos medios, el proceso es igual para los dos esfuerzos (medios y alternantes), solo varia la intensidad de las cargas, por tanto se decidió detallar solo el primer procedimiento, del segundo solo se proveerán los datos, a fin de reducir el volumen del documento.

[19] MOTT, P, E. Op cit. p. 197
[20] MOTT, P, E. Op cit. p. 190
[21] MOTT, P, E. Op cit. p. 145
[22] MOTT, P, E. Op cit. p. 193

Figura 29. Diagrama de cuerpo libre DCL. Sobre el eje de transmisión de potencia.



De la anterior figura se tiene que:

$$M_r = M = 750N * 0.25m = 187.5Nm$$

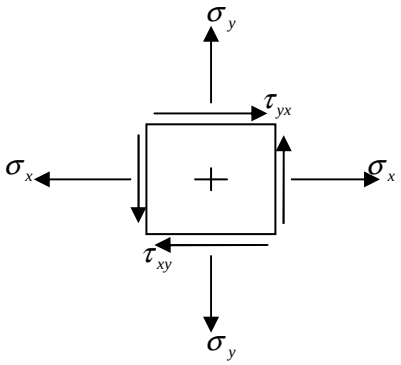
La fuerza de 750 N se debe al peso de la pala, no de toda, solo de la parte más alejada del centro de rotación, esta se asumió concentrada en la mitad del radio de la misma. Es importante resaltar que a priori en la figura 21 se apreciaría un DCL en desequilibrio, pero esto no es cierto debido a que en el eje del lado opuesto de la pala se presentan las mismas cargas verticales (en dicho eje la torsión es despreciable) generando esto el equilibrio del sistema. Se tomó el eje del lado del moto-reductor debido a que soportará además de flexión, la carga de torsión. Las cargas generadas por los retenedores no serán tenidas en cuenta dado su valor despreciable frente a las cargas del equipo en operación.

$$F = R = 900N$$

Esta fuerza se consideró de 900 N y no de 800 N ya que se deben tener en cuenta las masas de los acoples roscados de la pala. Por su parte la distancia de 0.05 m entre A y B es la distancia entre el borde de la pala el punto medio de apoyo del eje sobre la chumacera.

Para los cálculos se tomó un elemento de esfuerzos infinitesimalmente pequeño del eje macizo, este elemento será afectado por los siguientes esfuerzos.

Figura 30. Elemento de esfuerzos infinitesimalmente pequeño.



Con el elemento de esfuerzos definido se procede a determinar sus componentes.

$$\sigma_x = \frac{M}{S}$$

Donde *M* es el momento flector, que en este caso es de 900 N a una distancia de 0.05 m (La distancia de la pala a la chumacera) y S es el módulo de sección transversal, en este caso, de un eje macizo.

$$M = 900N * 0.05m = 45Nm$$

$$S = \frac{\pi * d^3}{32} = \frac{\pi * (0.0635m)^3}{32} = 2.5137 * 10^{-5} m^3$$

$$\sigma_x = \frac{45Nm}{2.5137 * 10^{-5} m^3} = \frac{1790158N}{m^2} = 1.8MPa$$

Debido a que no hay cargas a lo largo del eje *x* el esfuerzo en el eje y es cero y por tanto $\sigma_y = 0$.

El esfuerzo cortante por torsión τ_{xy} es igual al momento de torsión dividido en el módulo de sección polar.

$$\tau_{xy} = \frac{T}{Z_p}$$

$$Z_p = \frac{\pi * d^3}{16} = \frac{\pi * (0.0635)^3}{16} = 5.0274 * 10^{-5} m^3$$

$$\tau_{xy} = \frac{187.5 Nm}{5.0274 * 10^{-5} m^3} = \frac{3729562 N}{m^2} = 3.73 MPa$$

El esfuerzo principal máximo σ_1 está dado por:

$$\sigma_1 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \sqrt{\left[a \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} b \right]^2 + \tau_{xy}{}^2}$$

$$\sigma_1 = \frac{1790158 Pa + 0}{2} + \sqrt{\left[a \frac{1790158 Pa}{2} b \right]^2 + (3729562 Pa)^2}$$

$$\sigma_1 = 895079 Pa + 3835402 Pa = 4730481 Pa = 4.73 MPa$$

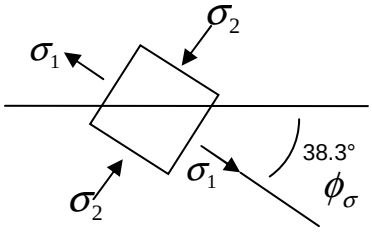
El esfuerzo principal mínimo σ_2 se calcula de la misma forma que el máximo, solo que los dos miembros de la ecuación se restan en lugar de sumarse, por tanto se tiene:

$$\sigma_2 = 895079 \ Pa - 3835402 \ Pa = -2940323 \ Pa = -2.94 \ MPa$$

La orientación del esfuerzo principal máximo está dada por la siguiente ecuación:

$$\phi_\sigma = \frac{1}{2} \arctan \left[\frac{2 * \tau_{xy}}{(\sigma_x - \sigma_y)} \right] = \frac{1}{2} \arctan \left[\frac{2 * 3729562 Pa}{1790158 Pa} \right] = 38.25°$$

Figura 31. Orientación del esfuerzo principal máximo.



El esfuerzo cortante máximo está dado por:

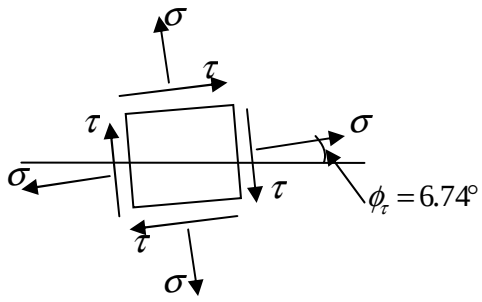
$$\tau_{máx} = \sqrt{\left[a\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}b\right]^2 + \tau_{xy}{}^2}$$

$$\tau_{máx} = 3835402\,Pa = 3.84\,MPa$$

El ángulo para este esfuerzo es el siguiente:

$$\phi_{\tau máx} = \frac{1}{2}\arctan\left[\frac{-(\sigma_x - \sigma_y)}{2 * \tau_{xy}}\right] = \frac{1}{2}\arctan(-0.239995) = -6.74°$$

Figura 32. Orientación del esfuerzo cortante máximo



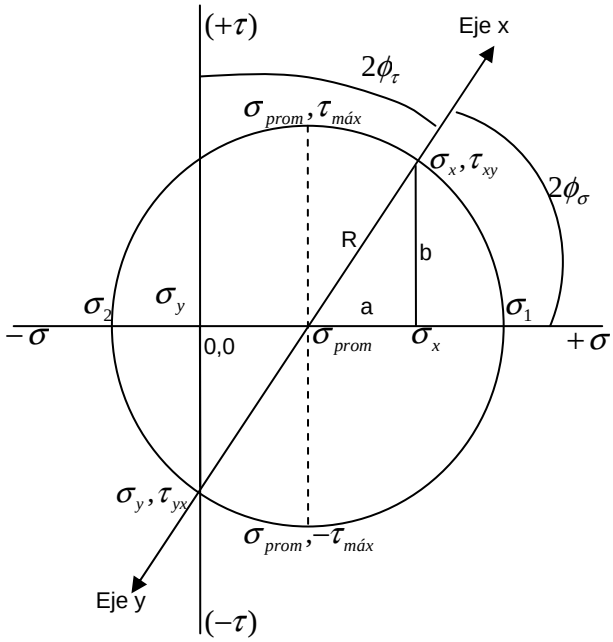
Debe recordarse que para el análisis de esfuerzos los ángulos positivos son aquellos en sentido horario. Por último se calculó el esfuerzo promedio normal, este fue:

$$\sigma_{prom} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} = \frac{1790158\,Pa}{2} = 895079\,Pa = 0.895\,MPa$$

Con la anterior información calculada se procedió trazar el círculo de *Mohr.*

Donde R= $\sqrt{a^2+b^2}$

Figura 33. Circulo de *Mohr* para los esfuerzos medios.



Luego se llevó a cabo el mismo procedimiento para establecer los esfuerzos alternantes, estos fueron los resultados:

$$M_r = M = 2400N$$

Este es el par detorsión máximo calculado previamente.

$$F = R = 6400\,N$$

Valor igualmente estimado previamente.

$$\sigma_x = \frac{6400N*(0.05)m}{2.5137*10^{-5}m^3} = \frac{320N}{2.5137*10^{-5}m^3} = 12.73MPa$$

$$\sigma_y = 0$$

$$\tau_{xy} = \frac{2400\,Nm}{5.0274*10^{-5}\,m^3} = \frac{47738393\,N}{m^2} = 47.74MPa$$

$$\sigma_1 = \frac{12730015Pa + 0}{2} + \sqrt{\left[a\frac{12730015Pa}{2}b\right]^2 + (47738393Pa)^2}$$

$$\sigma_1 = 54525028Pa = 54.53MPa$$

$$\sigma_2 = 6365008\,Pa - 48160020\,Pa = -41795012\,Pa = -41.80MPa$$

$$\phi_\sigma = \frac{1}{2}\arctan\left[\frac{2*47738393Pa}{12730015Pa}\right] = 41.20°$$

$$\tau_{máx} = \sqrt{\left[a\frac{12730015Pa - 0}{2}b\right]^2 + (47737555)^2} = 48160020Pa$$

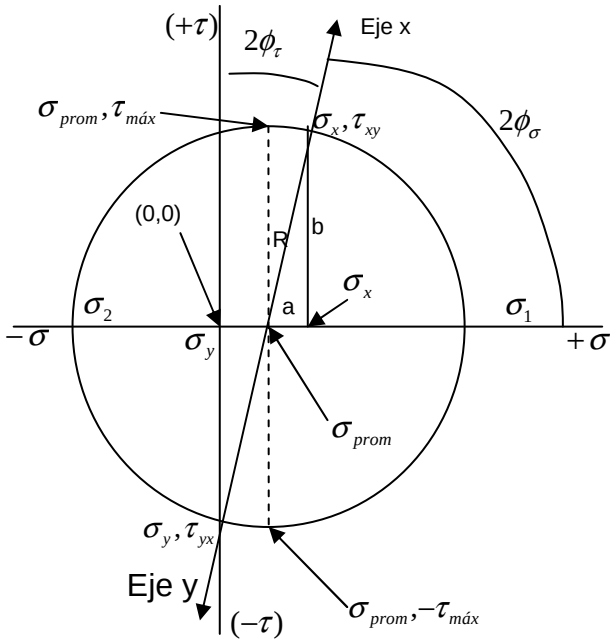
$$\tau_{máx} = 48.16MPa$$

$$\phi_{\tau máx} = \frac{1}{2}\arctan\left[\frac{-12730015Pa}{2*47737555Pa}\right] = -3.8°$$

$$\sigma_{prom} = \frac{12730015Pa + 0}{2} = 6365008Pa = 6.37MPa$$

Con estos datos se procedió a trazar el círculo de *Mohr* para los esfuerzos alternantes.

Figura 34. Circulo de *Mohr* para los esfuerzos alternantes.



Una vez obtenidos estos datos se procedió con el cálculo formal de los esfuerzos fluctuantes combinados.

Los esfuerzos medios de *Von Mises,* están dados por la ecuación:

$$\sigma'_m = \sqrt{\sigma_{1m}^2 + \sigma_{2m}^2 - \sigma_{1m} * \sigma_{2m}}$$

Para calcular σ_m se precisa de la ecuación:

$$\sigma_m = (\sigma_{máx} + \sigma_{mín}) / 2$$

Por tanto:

$$\sigma_{1m} = \frac{(54525028Pa + 4730481Pa)}{2} = 29627755 = 29.63MPa$$

$$\sigma_{2m} = \frac{(-41795012\,Pa - 2940323\,Pa)}{2} = -22367668\,Pa = -22.37\,MPa$$

Reemplazando estos valores en la ecuación de *Von Mises para esfuerzos medios:*

$$\sigma'_m = \sqrt{(29627755\,Pa)^2 + (22367668\,Pa)^2 - 29627755\,Pa * 22367668\,Pa}$$

$$\sigma'_m = 45175443 \quad Pa = 45.18\ MPa$$

Para calcular los esfuerzos alternantes σ_a se precisa de la ecuación:

$$\sigma_a = (\sigma_{máx} - \sigma_{mín})/2$$

$$\sigma_{1a} = \frac{(54525028Pa - 4730481Pa)}{2} = 24897274Pa = 24.90MPa$$

$$\sigma_{2a} = \frac{(54525028Pa - 4730481Pa)}{2} = -19427345Pa = 19.43MPa$$

Reemplazando estos valores en la ecuación de *Von Mises para esfuerzos alternantes:*

$$\sigma'_a = \sqrt{\sigma_{1a}^2 + \sigma_{2a}^2 - \sigma_{1a} * \sigma_{2a}}$$

$$\sigma'_a = \sqrt{(24897274\,Pa)^2 + (-19427345\,Pa)^2 - 24897274\,Pa * (-19427345\,Pa)}$$

$$\sigma'_a = 38483554Pa = 38.48MPa$$

Con todos los valores calculados anteriormente se tienen los datos suficientes para extraer el factor de diseño de la ecuación de *Goodman*:

$$\frac{K_t * \sigma'_a}{S'_n} + \frac{\sigma'_m}{S_u} = \frac{1}{N}$$

Donde K_t es el factor de concentración de esfuerzos, que para ejes de sección transversal uniforme es de 1.

$$s'_n = s_n(C_m)(C_{st})(C_R)(C_s)$$

s_n = 250 MPa.

Se Eligio este valor ya que según Mangonon[23] el acero inoxidable AISI 304 se trabaja en frío.

C_m = 1

C_{st} =0.8

C_R =0.81

C_s =0.859-0.02125*(2.5)=0.81

$$s'_n = 250MPa(1)(0.8)(0.81)(0.81) = 131.22MPa$$

Con S_u igual a 586 MPa[24]. Con estos datos se procedió calcular el factor de diseño:

$$\frac{1*38483554Pa}{131220000Pa} + \frac{45175443Pa}{586000000Pa} = \frac{1}{N}$$

$$0.2932 + 0.07709 = \frac{1}{N}$$

$$N = 2.700$$

Este valor indica que según el diseño hecho, los ejes macizos sobre de la pala de mezclado podrán soportar 2.7 veces la carga de operación máxima estimada. Cabe recordar que según el criterio propio estos ejes son el aparatado más vulnerable de todo el mecanismo.

Por razones de tiempo y espacio, además con la intención de reducir el error, solo se calcularon de forma analítica los esfuerzos de los ejes macizos; para

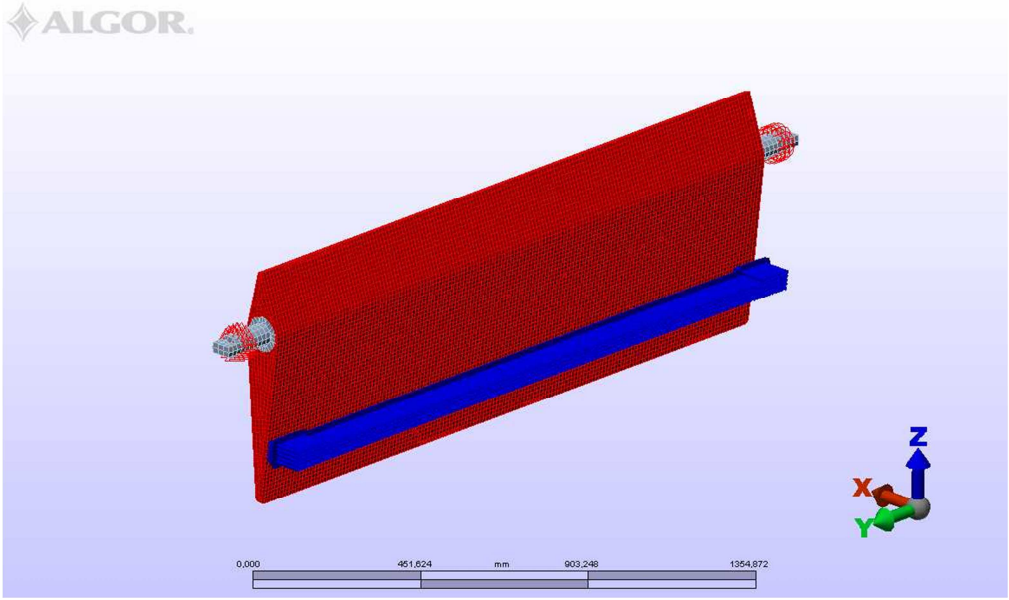
[23] MANGONON, Pat L. Ciencia de materiales: selección y diseño. Pearson Educación, México, 2001. 840 p. ISBN: 970-26-0027-8. p.509
[24] MOTT, P, E Op cit. A 12

los demás componentes se recurrió a una herramienta CAE. La elección de los ejes macizos como el único objetivo de los cálculos analíticos se debe a que estas serán las piezas sometidas a los esfuerzos más elevados.

12.1.2 **Cálculo de esfuerzos: Método CAE.** La herramienta CAE seleccionada es el software *Algor*[25], ya que se conoce con antelación y ha sido altamente recomendado por los profesores expertos en la materia. A fin de hacer una simulación más realista se decidió ensamblar los ejes macizos los adaptadores roscados y a la pala de mezclado. Para simular las condiciones de carga se llevó cabo la simulación con una carga distribuida igual a una puntual de 6400 N. uno de los ejes se dejó fijo, mientras que el otro podía girar en torno al eje "y" y trasladarse en este mismo eje.

La franja de color azul…Véase la figura 35…es la carga distribuida de 6400 N, los anillos rojos entorno a los ejes de color gris son las restricciones puestas a los ejes.

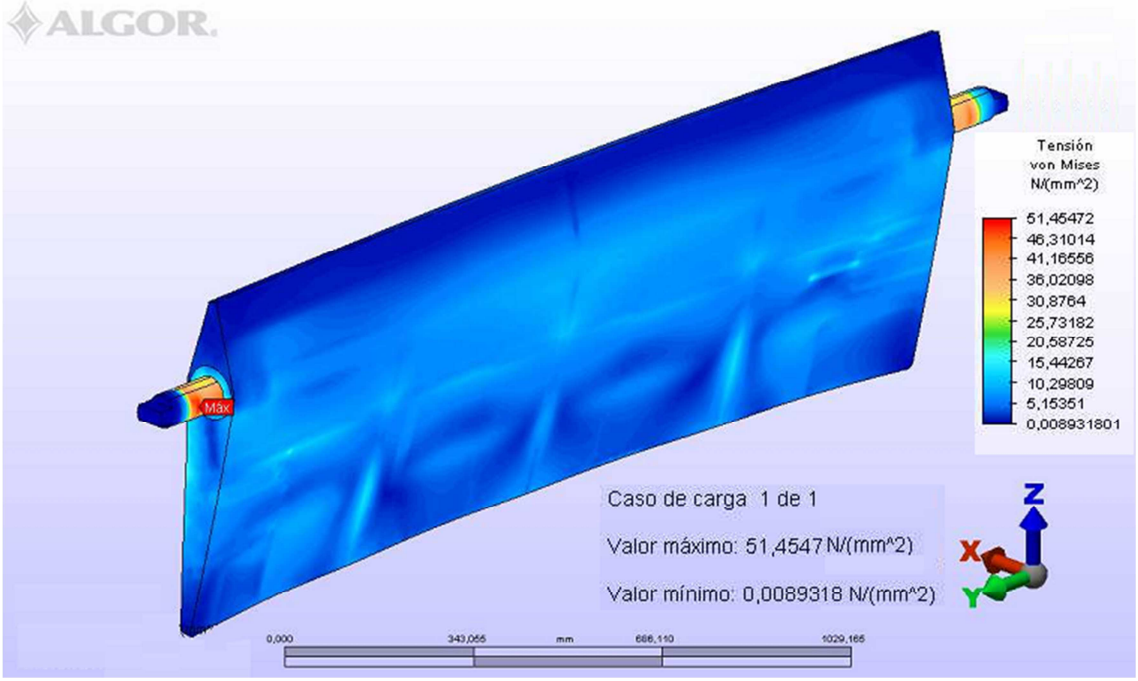
Figura 35. Cargas sobre la pala, previo al análisis de esfuerzos.



Los resultados de la simulación se aprecian en…Véase la figura 36…

[25] AUTODESK Inc. Algor, Ed. V.1.20. 2006. [Software]. California (EE UU). 2010. [Consultado del 15 de agosto al 20 de septiembre de 2010], Disponibilidad, Universidad Autónoma de Occidente.

Figura 36. Resultados de la carga sobre la pala.



Los resultados indican hasta el momento que los componentes más castigados son los ejes macizos, esto se evidencia con la etiqueta MAX en color rojo, justo en el anillo de color amarillo, este es el punto de mayor esfuerzo (51,45 MPa).

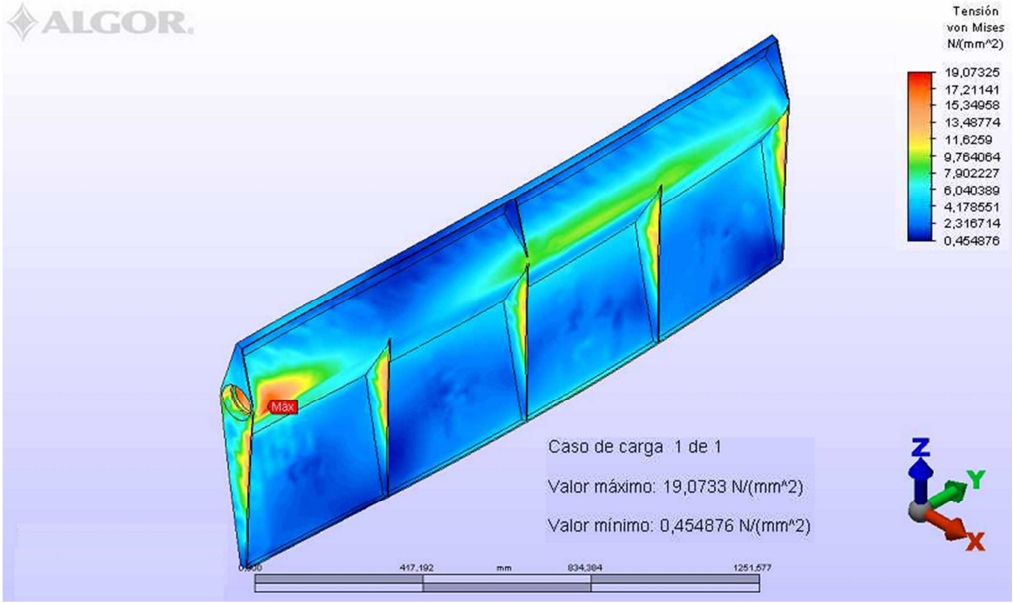
Esto quiere decir que la herramienta CAE arrojo un esfuerzo máximo de 51.45 MPa el cálculo analítico arrojo 48.16 MPa. Este es un resultado muy cercano dada la enorme precisión de los sistemas y los errores por redondeo que se cometen en los cálculos manuales, este resultado le confiere total validez a los resultados obtenidos de forma analítica y garantiza que los ejes macizos tolerarán con total holgura las cargas de operación más severas.

De otra parte debe hacerse la salvedad en lo referente al factor de diseño N, este no se calculó con el sistema ya que este posee una base de datos acerca de la resistencia de los materiales diferente a la consultada y por tanto estos valores no serían comparables. De igual modo se estimó que el factor de diseño con el esfuerzo obtenido con el sistema CAE seria de 2.5 aproximadamente, es decir el diseño es aun totalmente seguro. Esta diferencia de bases de datos no afecta los cálculos según los especialistas, ya que el sistema no precisa de estos valores para hacer los cálculos, solo los toma a la hora de arrojar el factor de diseño.

En lo que respecta a la pala de mezclado se apreció que su nivel de esfuerzos fue de menos de la mitad del esfuerzo experimentado por los ejes, el esfuerzo…Véase la figura 37…fue de 19,00 MPa y su deformación fue de

menos de medio milímetro en su parte más crítica, exactamente de 0.47 mm. Pasando a los acoples roscados entre los ejes macizos y la pala si diseño masivo arrojo esfuerzos insignificantes.

Figura 37. Resultados de la carga sobre la pala sin ejes.



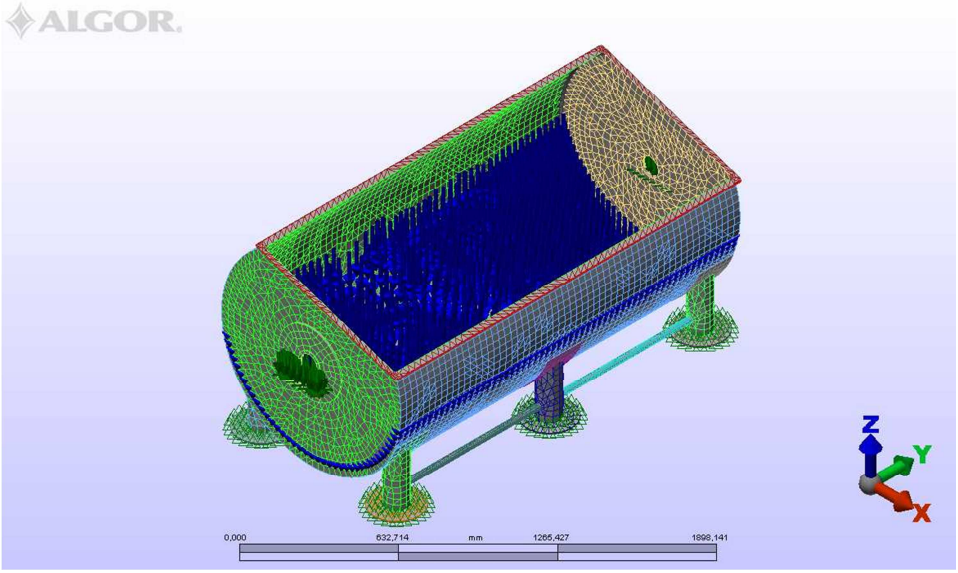
12.2 CONTENEDOR DE MEZCLADO

El modelo de contenedor de mezclado es diferente al propuesto en lo que respecta a sus patas de soporte, ya que el modelo propuesto estaba pensado con patas en lámina mientras que el modelo definitivo tendrá patas tubulares, lo cual simplifica enormemente el trabajo de limpieza y por ende mejora la higiene. Otro aspecto en el cual se mejoró el diseño aprobado fue el de la forma de soportar la pala de mezclado que en el modelo original estaba pensado para tener rodamientos en la pared del tambor, pero el director académico considero que sería más apropiado un sistema de chumaceras externas, los dos modelos naturalmente requieren de retenedores de sello.

Para encontrar el espesor de lámina mínimo requerido para cumplir con el factor de diseño N superior a 2, se realizó un análisis CAE con contenedores de mezclado de espesor de lámina de 2 mm pero era demasiado delgado, luego paso a 3 mm y aun quedo por debajo del requerimiento mínimo. El espesor adecuado fue de 4 mm el cual cumplió ampliamente con los requerimientos. Los esfuerzos máximos arrojados con este espesor son de 6.53 MPa. Este esfuerzo se obtuvo aplicando una carga en los soportes de las chumaceras igual a 3200 N en cada una, es decir, la mitad de la carga calculada para la pala a cada lado, en la mitad inferior del cilindro se distribuyó una carga de 6000 N la cual se estimó como la fuerza ejercida por la carne y la

salmuera más un 20% de seguridad adicional. Debido a limitaciones computacionales no se agregó la carga en los soportes de las bisagras debida la tapa. Esta se simulo a parte y arrojo valores sumamente bajos. La deformación sufrida por el contenedor de mezclado bajo estas cargas fue de 0.014 mm, lo cual muestra la solidez del diseño. Los vectores de aplicación de cargas se encuentran en…Véase la figura 38…

Figura 38. Aplicación de carga sobre el cilindro de mezclado.



Los resultados de la aplicación de la carga se encuentran en la figura 39 y la deformación en la figura 40. En lo que concierne a la tapa del sistema no se detalla su simulación ya que los resultados fueron extremadamente bajos ya que esta no se verá sometida a esfuerzos, solo el vació del sistema y el director académico lo considero de un valor despreciable, este será como máximo de 500 mm de Hg.

Figura 39. Resultados de la carga sobre el cilindro de mezclado.

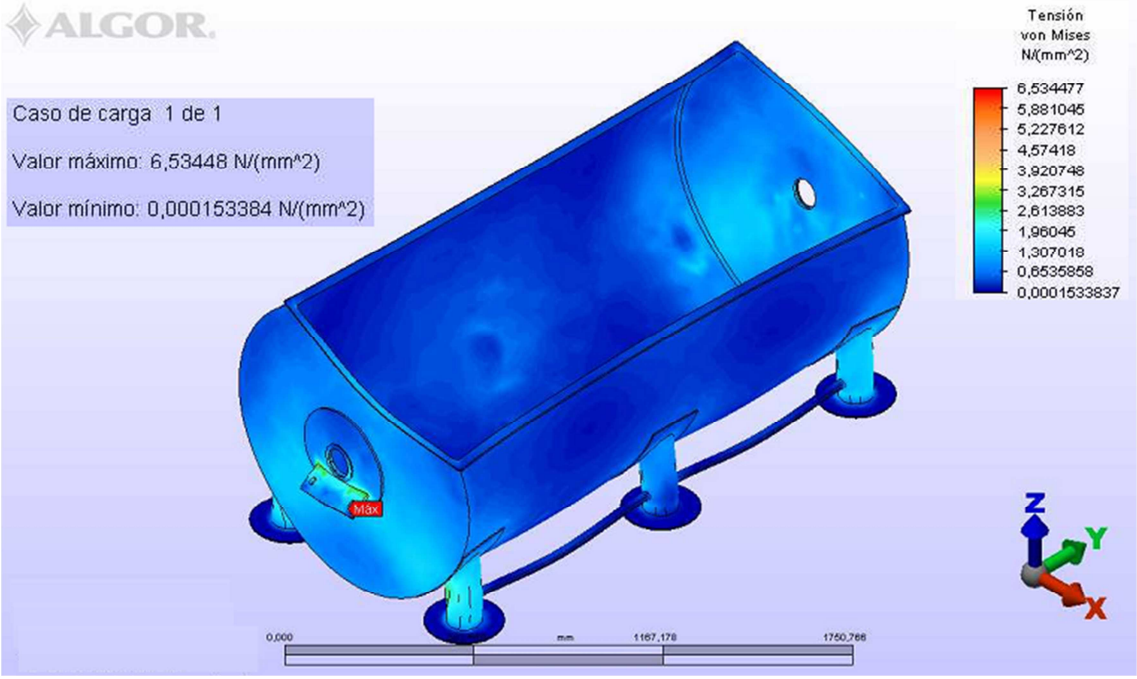
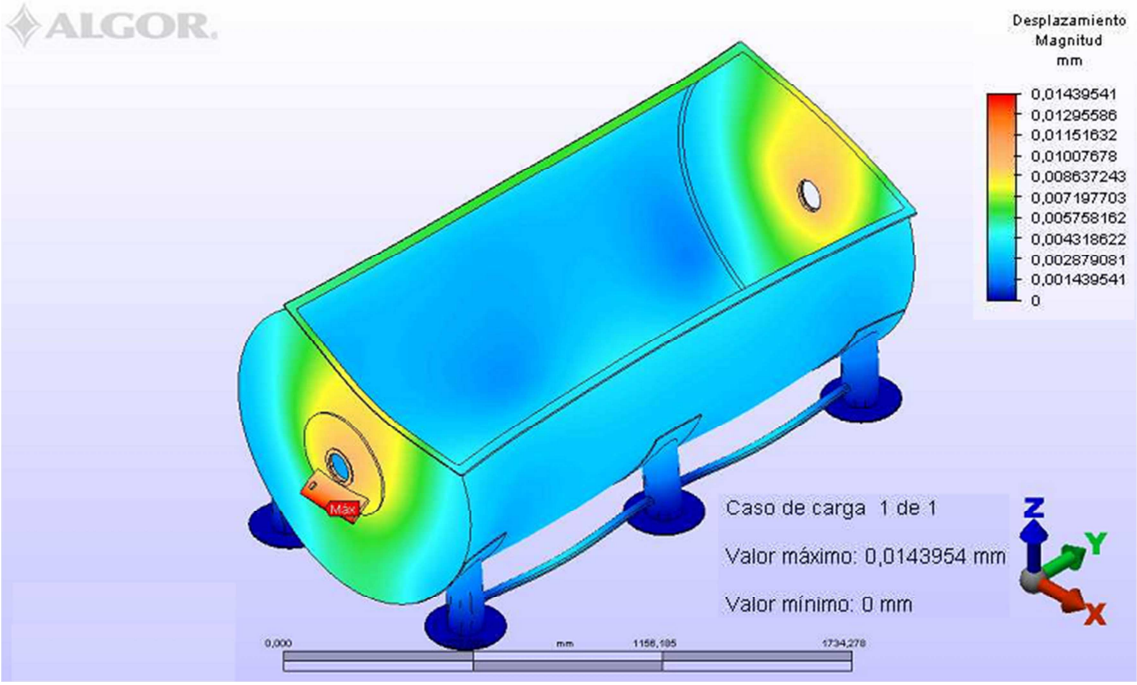


Figura 40. Deformación del cilindro de mezclado bajo carga.

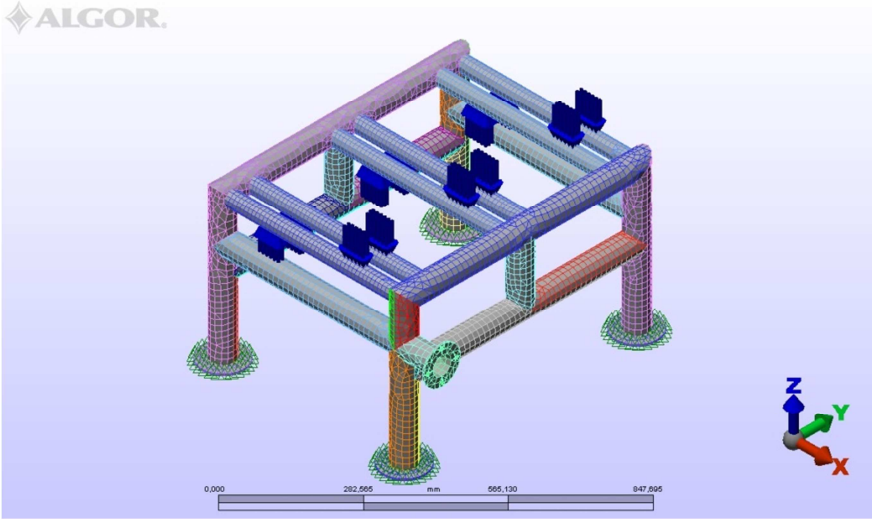


12.3 SOPORTE DE MOTO-REDUCTOR

Para este soporte se debió llevar a cabo un proceso de simulación separado debido a que el sistema computacional fallaba al momento de simularlo con las platinas de soporte del moto-reductor, esto obligó a simular en primera instancia las platinas y luego la base.

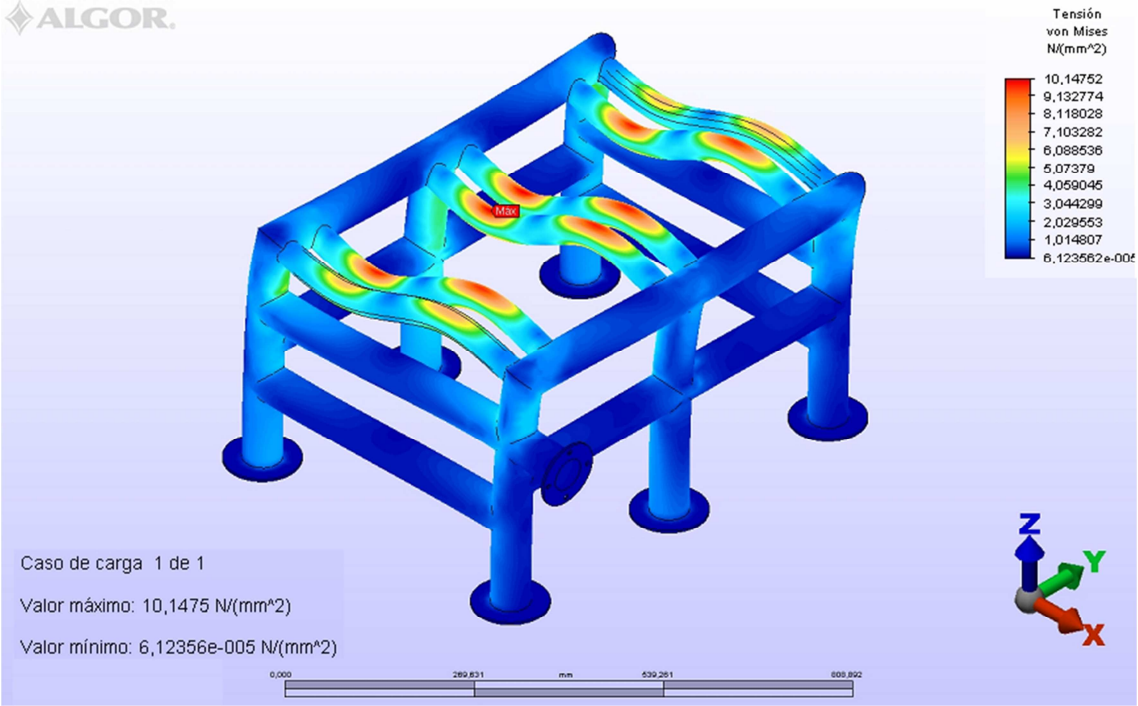
Para las platinas los esfuerzos fueron 10 MPa más elevados que para los ejes macizos esto se debió a la ausencia de soporte, el cual es provisto por la base, pero que no se pudo tener en cuenta en esta etapa, se considera que de poderse simular, el esfuerzo descendería a la mitad, es decir, a 31 MPa, aun así, si el esfuerzo fuese de 62 MPa, este sería 3.9 veces menor que el límite de fluencia del material y 9 veces menor que el límite de carga a tensión del material (Acero inoxidable AISI 304). La aplicación de cargas sobre la estructura fue un par de torsión de 3400 Nm y no de 2400 debido al peso adicional del moto-reductor, este esquema de cargas se encuentra en la figura 41.

Figura 41. Aplicación de cargas sobre el soporte del moto-reductor.



El resultado de la simulación en la figura 42.

Figura 42. Resultados de la carga sobre el soporte del moto-reductor.



Por su parte la simulación de la base del moto-reductor arrojo un valor de 10.15 MPa, valor que cumple ampliamente con los requerimientos ya que debe tolerar la vibración del sistema de propulsión y la bomba de vacío, además de la carga del sistema de control. Estos sistemas no se simularon ya que el sistema computacional fallaba, al analizarlos por separado se comprobó que no llegan a ni a una quinta parte de la carga generada por el sistema de propulsión.

12.4 SISTEMA DE PROPULSIÓN

Los requerimientos para el sistema de propulsión son los siguientes, estos ya se determinaron en el capítulo anterior:

- Potencia: 3.8 kW.
- Fases: 3.
- Voltaje: 220 V.
- Factor de protección IP: 33 o superior.
- Ventilación: forzada.

- Par de torsión a la salida del reductor: 2400 Nm.
- Velocidad de salida del reductor: 15 RPM.

En lo que respecta a tipo de reductor debe recordarse que se seleccionó por aparte del motor en el capítulo anterior. Se consideró que desde el punto de vista académico era más claro llevar a cabo la selección del motor y el reductor por separado y luego para la selección de los modelos comerciales, unir los requerimientos del reductor y el motor. Lo anterior indica que la selección será de moto-reductor y no de motor y reductor por separado, esto simplifica el proceso de selección y montaje. Para cumplir con los requerimientos establecidos es suficiente con agregar a los requerimientos del motor el tipo de reductor el cual debe ser de ejes paralelos ya que los requerimientos de torsión y velocidad ya están especificados.
En primera instancia se elaboró una lista con los equipos que cumpliesen con las características requeridas y que contarán con respaldo técnico en el mercado local, con esta lista se organizó una reunión con el director académico a fin de discutir la imparcialidad y variedad de la lista. Con el visto bueno de este se consultó con el director empresarial a fin de elegir el equipo definitivo. El listado de marcas con equipos que cumpliese con las características eran:

- SEW EURO DRIVE.
- SIEMENS-FLENDER.
- NORD.
- RAMFE.
- ASSI.

El director empresarial manifestó su preferencia por los modelos alemanes, en este caso SIEMENS y *SEW-EURODRIVE* a pesar que se le sugirió un equipo RAMFE por ofrecer un menor costo y ser de origen nacional (Menores costos de mantenimiento). Con esta delimitación en mente se seleccionaron los equipos SIEMENS 2KJ1206-2GH13-1AF1 de 4 KW y el *SEW-EURODRIVE* R97-DV112M4-RS de igual potencia. A pesar de innumerables llamadas y contactos con la empresa representaciones AGP Ltda. El único representante de SIEMENS para Colombia en materia de moto-reductores no fue posible la obtención del precio de este equipo. Por lo anteriormente mencionado el equipo seleccionado fue el *SEW, sus características técnicas y su cotización se encuentran en*...Véase el anexo E…

12.5 VARIADOR DE VELOCIDAD

Este componente se seleccionara teniendo en cuenta varios criterios, estos son:

- Respaldo en la ciudad.
- Posibilidad de control por RS485.
- Voltaje de alimentación 220 V.
- 3 fases.
- Precio.
- Compatibilidad con el sistema de propulsión.
- Protección contra cortos circuitos.
- Protección contra sobre cargas.

No se tomaron mayores criterios ya que el variador de velocidad estará alejado del contenedor de mezclado y por tanto no se verá expuesto a un ambiente hostil, de otra parte como ya se mencionó solo se requiere un control de velocidad de +/- 2 RPM de precisión, no se controlará posición y no se requerirá de frenado.

En cumplimiento de lo dicho por el cliente los modelos pre-seleccionados fueron los modelos alemanes, estos fueron SIEMENS y SEW-EURODRIVE, ABB y otras no se tuvieron en cuenta ya que al estudiante le resultó infructuoso el proceso de obtención de precios. En lo que respecta a los criterios de selección los dos equipos cuentan con respaldo en la ciudad, ambos pueden ser controlados y monitoreados por puerto serial, ambos operan a 220 V y 3 fases y ambos son compatibles con el sistema de propulsión seleccionado. La gran diferencia se generó en el precio, el costo del modelo SIEMENS es de 2'905.568$ mientras que el precio del modelo SEW es de 980.799$, estos precios incluyen el IVA. La elección naturalmente fue el modelo SEW, la cotización y las características del modelo SIEMENS se encuentra en…Véase el anexo I…por su parte la del modelo SEW se encuentra en...Véase el anexo E…por último las características técnicas del variador SEW se encuentran en la página web de la compañía[26].

[26]SEW-EURODRIVE. Movitrac lte.[En línea]. 2010. EE UU. [Consultado el 2 de octubre de 2010]. Disponible en internet:

12.6 SISTEMA DE VACÍO

El sistema de vacío fue uno serio inconveniente ya que el director empresarial solicito un sistema de esta clase, pero desconocía las prestaciones exactas que se requerían para su proceso. Este desconocimiento dificultó la tarea de selección del equipo ya que se debieron llevar a cabo investigaciones adicionales para determinar los requerimientos exactos y seleccionar el equipo idóneo. Al final del proceso de indagación y *benchmarking* se llegó a la conclusión que el sistema de vacío para estas aplicaciones de acuerdo al volumen del contenedor (1.49 m^3) debe ser un sistema que provea un valor de presión final absoluta entorno a los 670 mm de mercurio y que pueda extraer un volumen a presión atmosférica de 60 m^3/h. En cuanto al tipo de bomba esta ya se determinó en el proceso de selección de conceptos...Véase el capítulo 11.1.4… el listado de requerimientos es el siguiente:

- Volumen de extracción a presión atmosférica: 60 m^3/h (+/- 15).
- Vacío final absoluto: 670 mm de Hg.
- Tipo de bomba: paletas o diafragma.
- Voltaje: 220 V.
- Fases: 3.
- Factor IP: 33 mínimo.
- Operación en manejo de alimentos.
- Tolerancia a partículas de no más de 5 mm.
- Tolerancia a sales y condimentos.

El modelo seleccionado es la ELMO RIETSHLE V-VTN40, esta resultó ser la más adecuada, se debe destacar la excelente calidad y prestaciones de este modelo, el cual cuenta con un motor de 1.8 kW, una capacidad de extracción a presión atmosférica de 52 m^3/h, y una capacidad de vacío de 648 mm de Hg. La ficha técnica completa se encuentra en…Véase el anexo F…

---

http://www.seweurodrive.com/produkt/movitrac-lt.htm

12.7 SISTEMA DE CONTROL

12.7.1 **Equipo seleccionado.** Para seleccionar el sistema de control primero se estableció un listado de prestaciones y funciones que debería ofrecer el sistema de control según las necesidades del cliente. El resultado fue el siguiente listado:

- Seleccionar la velocidad de rotación.
- Seleccionar el tiempo de masajeado. (No incluye reposo)
- Opción de activar vació o no.
- Funcionamiento manual.
- Monitorear el sistema de vacío.
- Indicar de forma visual y auditiva fallas de vació.
- Contar con parada de emergencia.
- Visualizar el tiempo restante de trabajo.
- Detener la marcha e indicar de forma visual y auditiva la apertura de la tapa durante la operación.
- Indicar de forma visual y auditiva el final de la operación.
- El dispositivo debe detenerse durante 15 min cada 45 de operación, es decir, 1/3 de tiempo de reposo en relación al total de masajeado.
- Establecer tiempos de operación entre 10 y 180 min.
- Indicar de forma visual estado de operación en tiempo real.
- La botonera debe ser aprueba de agua.

Con esta información ya se estaba en capacidad de elaborar un listado de características para el PLC. En reunión con el director académico se concluyó que la mejor forma de establecer el intercambio de información con el variador de velocidad sería por medio del protocolo *RS-485*. Los demás requerimientos se listan continuación:

- Mínimo 13 entradas digitales.
- Mínimo 10 salidas digitales.
- Mínimo una entrada analógica.
- Capacidad de comunicación *RS-485.*
- Mínimo 5 botones tipo lámina, en caso que incluya botonera.
- Botonera a prueba de agua.
- Mínimo 100 kB de memoria.
- Alimentación 24 VDC o 220 Vac.
- Manejo sencillo.
- En lo posible pantalla integrada.

Otros requerimientos como velocidad de lectura de programa, tipo de programación, tipo de salidas y demás no son trascendentes ya que este es un dispositivo nuevo y no se debe adaptar a dispositivos existentes. De igual modo no se requiere de equipos con tolerancia a ambientes hostiles ya que en su lugar se protegerá al equipo del entorno y este estará alejado del contenedor de mezclado. Con este listado de requerimientos se procedió a buscar los dispositivos que cumplieran con ellos. Los dispositivos preseleccionados fueron los siguientes:

- *Unitronics Jazz™ Micro-OPLC™*
- *Unitronics Vision™ 120™.*
- *Unitronics Vision™ M90-91™.*
- *Unitronics Vision™ 230™.*
- *Siemens S7-1200 CPU 1212C.*
- *Allen Bradley RS LOGIX 1000.*

Cabe destacar que muchos otros equipos cumplían con los requerimientos, pero encontrar documentación y cotizaciones fue una tarea infructuosa.

Antes de presentar una propuesta al director empresarial, se consultó al director académico para discutir sobre el modelo más adecuado para el cliente, en función de la capacitación de los operarios y de las demandas de simplicidad e interactividad que nunca se deben dejar de lado. El director académico considero que los modelos *Vision™ M90-91™* y *Jazz™ Micro-OPLC™* de *Unitronics* eran demasiado sencillos en lo referente a la pantalla ya que esta se compone solo de 2 líneas de 16 caracteres cada una, esto hace que su manipulación sea compleja para una persona no calificada. Por otra parte consideró que el modelo *Vision™ 230™k* estaba sobredimensionado para los requerimientos del proceso, ya que de seleccionarse este modelo solo se utilizaría menos de la mitad de sus capacidades, además cabe mencionar que el director empresarial manifestó su reserva frente a los modelos de visualización por pantalla táctil y recordó que los operarios deberían poder manipular los controles del equipo con sus manos impregnadas de salmuera.

Debido a las razones anteriormente expuestas los tres modelos que aun prevalecían debían ofrecer la posibilidad de desplegar la información del proceso en una pantalla no táctil, de fácil lectura y que de no contar con protección contra el agua debe ser de fácil protección mediante películas traslucidas.

A pesar de lo anterior se optó por utilizar el método de la matriz de selección de conceptos del diseño mecatrónico…Véase el cuadro 10…para seleccionar el equipo más pertinente de los 6 modelos según los siguientes criterios:

Precio: es de vital importancia dado que el costo del proyecto supone un gran esfuerzo financiero y técnico para la empresa.

Requerimientos de periferia adicional: Este criterio se refiere a los equipos y software adicional que es necesario adquirir para poner en marcha el equipo. Este aspecto afecta directamente al precio final del diseño, además según sea el caso requerirá de una mayor capacitación del personal. El director académico considera que este es un criterio fundamental en la selección del diseño final.

Entradas-salidas digitales: Este aspecto es importante más que para la implementación inmediata (que no precisa de gran número de estas), lo es para las futuras modificaciones que se hagan al equipo.

Entradas-salidas analógicas: para la implementación inmediata el equipo requiere de al menos una entrada analógica, esta para el sensor de vacío.

Posibilidades de programación: este aspecto se refiere a la flexibilidad que pueda ofrecer el equipo para procesar distintos tipos de programación.

Capacidad de memoria: este ítem es importante para las modificaciones futuras que se le hagan al programa, especialmente en lo que respecta a la elaboración de recetas, que según el director empresarial por el momento no son de vital importancia para el equipo pero que muy seguramente lo serán en el futuro cercano.

Calidad del despliegue visual: este aspecto es de vital importancia para los operarios quienes manifestaron sentirse muy a gusto con pantallas que desplegaran menús amables y de fácil comprensión, que les permitan una selección de los parámetros de masaje sencilla e intuitiva.

Los requerimientos de confiabilidad no se tomaron en cuenta ya que este PLC no será sometido a operación severa o tratos hostiles, aun así los modelos *SIEMENS y ALLEN BRADLEY* cuentan con una gran reputación mientras que los modelos *UNITRONICS* según el director académico han demostrado gran calidad en los últimos años y cuentan con el respaldo de la empresa COLSEIN Ltda. Una garantía en el sector industrial.

Cuadro 10. Selección de sistema de control.

		EQUIPOS											
		Unitronics jazz™ Micro-OPLC™		***Unitronics Vision™ 120™.***		***Unitronics Vision™ M90-91™.***		***Unitronics Vision™ 230™.***		***Siemens S7-1200 CPU 1212C.***		***Allen Bradley RS LOGIX 1000.***	
CRITERIO DE SELECCIÓN	**Pond**	**Nota**	**Nota x Pond**	**Nota**	**Nota x Pond**	**Nota**	**Nota x Pond**	**Nota**	**Nota x Pond**	**Nota**	**Nota x Pond**	**Nota**	**Nota x Pond**
Costo	30%	5	1.50	4	1.20	4	1.20	3	0.90	2	0.60	2	0.60
Requerimientos de periferia adicional	20%	4	0.80	5	1.00	5	1.00	5	1.00	2	0.40	2	0.40
# de I/O digitales	15%	5	0.75	5	0.75	5	0.75	5	0.75	4	0.60	4	0.60
# de I/O analógicas	10%	4	0.40	4	0.40	4	0.40	5	0.50	5	0.50	3	0.30
Posibilidades de programación	10%	2	0.20	4	0.40	4	0.40	5	0.50	5	0.50	2	0.20
Capacidad de memoria	10%	2	0.20	5	0.50	3	0.30	5	0.50	4	0.40	2	0.20
Calidad de despliegue visual	5%	1	0.05	5	0.25	1	0.05	5	0.25	5	0.25	4	0.20
	Total		3.90		**4.5**		4.10		4.4		3.25		2.5
	Orden		4		**1**		3		2		5		6
	¿Seleccionar?		NO		**SI**		NO		NO		NO		NO

De la matriz de selección en…Véase el cuadro 10…se extrajo el modelo seleccionado, este es el *Unitronics Vision™ 120™ OPLC* (Su ficha técnica se encuentra en la página web de *Unitronics*[27]) este es el modelo más indicado para las necesidades del cliente, el cual presenta grandes ventajas sobre los modelos provenientes de otras marcas como los representantes de *SIEMENS y ALLEN BRADLEY*, por ejemplo este equipo no requiere de panel de despliegue adicional, este ya lo incluye en su chasis, su software es gratuito mientras que los dos modelos de la competencia precisan dela compra bien sea de programador de mano para el *ALLEN BRADLEY*, o de software especial para el *SIEMENS*, esto hace que los costos de estos dos modelos se incrementes notoriamente por ejemplo en orden de marcha el modelo *ALLEN BRADLEY* acarrea un costo de 4'613.000 COP…Véase el anexo G…mientras que el modelo *SIEMENS* requiere una inversión de 4'800.000 COP…Véase el anexo H…mientras que el modelo seleccionado cuesta 2'646.000 COP en orden de marcha, es decir 55% del valor de los dos modelos en mención. Esta gran diferencia se ve explicada por la gran capacidad de los dos modelos no *Unitronics* de módulos adicionales, estos toleran un sinnúmero de módulos de aplicación específica, aunque el modelo seleccionado también lo ofrece, la cantidad y variedad no es igual. Estas posibilidades no son necesarias para el proyecto así que no se tomaron en cuenta y por tanto la calificación de estos

[27] TI UNITRONICS. Vision 120™. [En línea]. EEUU. [Consultado el 18 de septiembre de 2010]. Disponible en internet: http://www.unitronics.com/Data/Uploads/V120/V120-22-R34.pdf
,

dos modelos fue tan baja. Debe destacarse que para los modelos *SIEMENS y UNITRONICS* se agregó el precio de la fuente *SITOP SIEMENS* de 2.5 A…Véase el anexo H…

Al comparar el modelo seleccionado con los modelos de la misma marca se encontró que estos fueron los más cercanos a pesar de la percepción inicial, esto demuestra una vez más la enorme importancia del proceso de desarrollo mecatrónico que aparta los criterios de selección objetivos de los criterios subjetivos, que en últimas son los que en muchos casos desembocan en selecciones ineficientes o inapropiadas.

12.7.2 **Programa de control.** Debido a que este es un diseño y por el momento se desconoce si se pasará a la implementación con el mismo personal en cargado del diseño, el programa de control se diseñara como una sugerencia en función del tipo de PLC seleccionado y como ejercicio académico. Los objetivos de este aparte del diseño será una interface sencilla ya que los operarios de la empresa no han tenido interacción previa con equipos automatizados. El diseño se hará con los requisitos de la sección anterior. El tipo de programa ofrecido se desarrolló en *Grafcet*, se seleccionó en este formato ya que es de comprensión universal y se puede adaptar a lenguaje escalera o programación en lenguaje C, ya que el PLC ofrece estas opciones. El diseño se encuentra en…Véase el anexo J... el diseño se llevó a cabo tomando algunas de las normas de la guía *GEMMA* señaladas en libro de García[28].

12.8 SISTEMAS DE SELLO Y RETENCIÓN

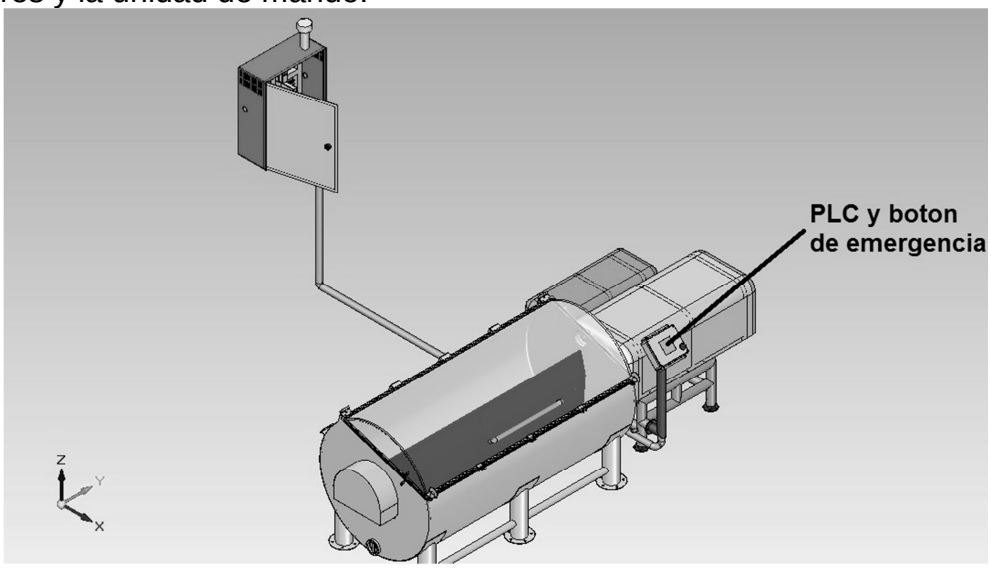
Los sistemas para brindar estanqueidad al contenedor, son el empaque de sellado de la tapa y los retenedores de los ejes. En lo que respecta al empaque de sellado este tiene un perfil en u invertida hecho en polímero compatible con alimentos, idéntico material debe usarse con los retenedores. Estos deben ser materiales considerablemente blandos a temperatura ambiente ya que el sistema operará bien sea en cuartos fríos o con carnes y salmuera a bajas temperaturas, esto endurecerá más el polímero ya que lo enfriará. La resistencia y durabilidad mecánica de los elastómeros debe ser considerable ya que deben soportar el lavado diario y el estrés debido a la operación del mecanismo.

[28] GARCÍA MORENO, Emilio. Automatización de procesos industriales. México: Alfaomega, 2001. 379 p.

13. INTEGRACIÓN MECATRÓNICA Y ESPECIFICACIONES FINALES DEL PRODUCTO

En el proceso de integración mecatrónica se llevaron a cabo los procesos de diseño de los recubrimientos del moto-reductor, la bomba de vacío, las protecciones para las chumaceras. Además el diseño y elección de la ruta del cableado de potencia y el cableado de control.

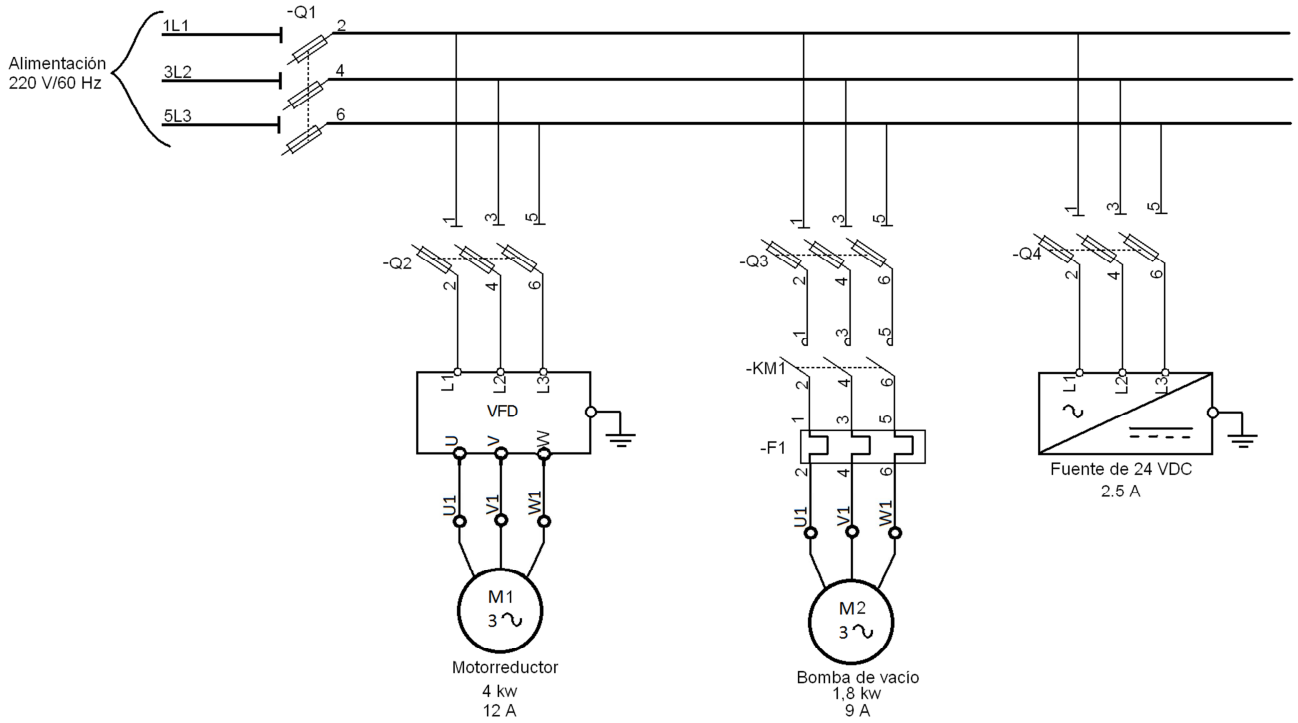
Figura 43. Diseño y ubicación definitivos del sistema de recubrimiento de los motores y la unidad de mando.



El acople entre el moto-reductor y la pala de mezclado se llevó a cabo con acople de tipo rejilla de gran durabilidad mecánica, no se tomaron en cuenta los acoples de cadena por su rusticidad y baja durabilidad, de otra parte los acoples omega no se tomaron en cuenta debido a su elevado costo y a que se precisan en aplicaciones con grandes desalineaciones en sus ejes. De igual modo se definió la ubicación de los componentes eléctricos, la ubicación de la botonera de control y del PLC, todos estos detalles de diseño se encuentran en el anexo K.

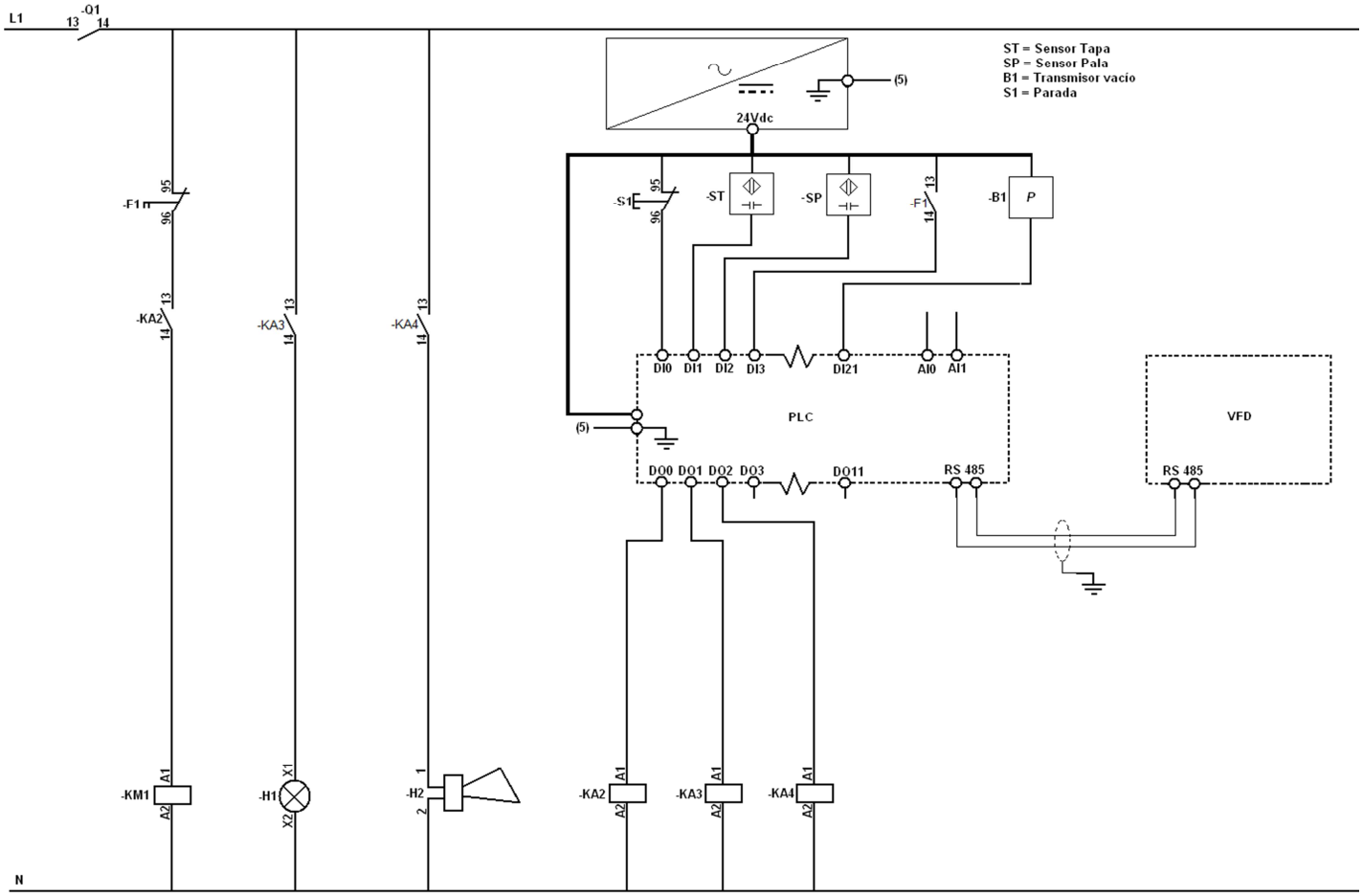
Las dimensiones y planos mecánicos del diseño final se encuentran en…Véase el anexo K….Por su parte los diagramas de fuerza y mando se encuentran en las figuras 44 y 45 respectivamente.

Figura 44. Diagrama eléctrico de fuerza. Basado en extractos de las normas IEC[29].



[29] SCHNEIDER ELECTRIC Co. Manual Electrotécnico Telesquemario 1999. [En línea]. Barcelona (España). [Consultado el 10 de septiembre de 2010]. Disponible en internet:
http://www.schneiderelectric.es/sites/spain/es/general/busqueda/resultados-de-busqueda.page?URL=http://websearch.schneider-electric.com/GsaLost/portlets/AutonomyGlobalSearch.jsp%253FLanguage=es%2526Country=es%2526lancer=oui%2526firstQuery=true%2526site=null%2526autnmSource=*%2526autnmQueryBis=telesquemario

Figura 45. Diagrama eléctrico de mando[30].



[30] Ibíd.

Pasando a la comparación con el método *QFD*…Véase el cuadro 11…se puede apreciar que la propuesta resulta altamente competitiva frente a los otros oferentes debido a que estos están pensados para grandes empresas o líneas de producción *(Como se dijo al principio)* lo cual los hace sobredimensionados para la PIME local, esto no quiere decir que sean equipos de mala calidad, por el contrario se ha notado la excelente calidad de terminación de estos equipos y su elevado nivel de automatización; tal vez se encontró como punto en contra de los equipos analizados lo intrincado de sus diseños lo cual desemboca en dificultades a la hora de su limpieza tanto interna como externa, se cree que ello obedece a que estos equipos son de operación 24/7, por lo cual su lavado a fondo solo se lleva a cabo solamente durante las detenciones de mantenimiento y no a diario como lo requiere el cliente, o en su defecto usan lavadoras mecanizadas que incrementarían los costos para los pequeños productores. Sumado a lo dicho anteriormente se notó que el grueso de las ofertas se encuentra en equipos importados, los cuales, se presume que presentan precios tan extravagantes debido a la carga arancelaría, lo cual abre una posibilidad de mercado para la ingeniería local, esto debido a que la diferencia de precio con el equipo importado más barato es de 150’000.000 $ lo cual indica el nivel de éxito del presente trabajo. Por su parte la comparación del precio final del proyecto con la oferta de local de CI TALSA es difícil ya que estos proveedores no dieron un precio exacto para un modelo por encargo de prestaciones similares a la propuesta del proyecto, pero se estima que dicha tarifa estaría entorno a los 100’000.000 $ *(Obtener una cotización exacta resultó infructuoso, sus representantes solo dieron estimativos)*.

De otra parte se obtuvo un equipo con excelentes características ergonómicas para los procesos de carga, descarga y limpieza manual, algo de importancia crítica si lo que se desea es impactar positivamente al mercado objetivo de las PIME ya que en este segmento del mercado la mecanización de procesos apenas está empezando y debe recordarse que el proyecto está dirigido a este mercado, esto indica otro acierto en el diseño.

Por lo anteriormente mencionado se infiere que el resultadlo final del proyecto resulto altamente positivo y pertinente ya que se lograron los objetivos de diseño teniendo siempre en cuenta el sector objetivo para el producto lo cual augura elevadas posibilidades de éxito para el equipo.

Cuadro 11. *QFD* del proyecto.

	Capacidad de carga útil. (Carne y condimentos)	Ergonomía	Capacidad de vació	Precio	Consumo de potencia instantánea	Posicionamiento para cargue, descargue y limpieza	# de velocidades	Volumen de carga	Funciona en refrigeradores o cuenta con refrigeración propia.	Mantenimiento diario sencillo
Ergonomía	-									
Capacidad de vació										
Precio	-	-	-							
Consumo de potencia instantánea	-		-	-						
Posicionamiento para cargue, descargue y limpieza	-			-	-					
# de velocidades				-						
Volumen de carga	+	-		-						
Funciona en refrigeradores o cuenta con refrigeración propia.										
Mantenimiento diario sencillo	-	+	-	-		+		-		
DIRECCIÓN DE MEJORAMIENTO	↑	↑	↑	↓	↓		↑	↑		

	NECESIDADES DEL CLIENTE / REQUERIMIENTOS TÉCNICOS	Importancia para el cliente	Métricas de ingeniería: Capacidad de carga útil. (Carne y condimentos)	Ergonomía	Capacidad de vació	Precio	Consumo de potencia instantánea	Posicionamiento para cargue, descargue y limpieza	# de velocidades	Volumen de carga	Funciona en refrigeradores o cuenta con refrigeración propia.	Mantenimiento diario sencillo	Matriz de planeación: Propuesta seleccionada	Metalquimia Termomat 1X	Cozzini CVMM 700kg	CI TALSA MV 500	Nota Esperada	Factor de mejora	Punto de adición	Importancia relativa	Porcentaje total
El equipo	Tiene una capacidad máxima de 700 Kg.	5	A			A	A			A		M	5	5	5	1	5	1,0	1,2	6,0	12,6
	Cuenta con un sistema de vacío.	5			A	A	A						5	5	5	5	5	1,0	1,5	7,5	15,8
	Se posiciona en modo de cargue, descargue y limpieza según se requiera.	5		A		M	A	A				A	5	5	5	5	5	1,0	1,4	7,0	14,7
	Permite un fácil acceso para el cargue, descargue y limpieza.	4	A	A				A		A		A	4	1	1	2	5	1,2	1,2	5,8	12,1
	El equipo permite el cargue y descargue manual.	4	A	A				A		A		A	5	1	1	5	5	1,0	1,5	6,0	12,6
	Permite seleccionar la velocidad de masajeado.	4				M	B		A				5	5	5	5	5	1,0	1,3	5,2	11,0
	Cuenta con un espacio interno libre, igual 30% del total de la capacidad de carga.	3	A			M				A			5	4	5	5	4	1,0	1,0	3,0	6,3
	Funciona en refrigeradores o cuenta con refrigeración propia.	2									A		3	5	5	4	4	1,0	1,0	2,0	4,2
	Consume una potencia instantánea inferior a los competidores.	2	A		A	A	A	M	B				5	3	4	4	4	1,0	1,3	2,6	5,5
	Requiere de un mantenimiento diario sencillo	2	A	A	M	A		A		A		A	5	4	4	5	4	1,0	1,2	2,4	5,1
	PRIORIDAD TÉCNICA		232	190	98	212	213	198	49	208	18	208	1628						100%	47,5	
	PORCENTAJE DEL TOTAL		14	12	6	13	13	12	3	13	1	13	100%								
Benchmarking técnico	**Propuesta seleccionada**		700 kg	SI	SI	70 E6$	6 kW	SI	13	1,7 m^3	SI	SI									
	Metalquimia Termomat 1X		900 kg	SI	SI	450 E6$	9,6 kW	SI	15	-	SI	SI									
	Cozzini CVMM 700kg		700 kg	SI	SI	220 E6$	8 kW	SI	12	-	SI	NO									
	CI TALSA MV 500		250 kg	NO	SI	45 E6$	2,73 kW	SI	6	0,5 m^3	SI	SI									
	OBJETIVOS DE DISEÑO		700 Kg	SI	SI	50 E6$	7 kW	SI	5	1,6 m^3	SI	SI									

	Letras de interrelación	Calif.
A	Interrelación alta	9
M	Interrelación media	3
B	Interrelación baja	1

14. PRESUPUESTO

Este es el más importante de los capítulos ya que en este ítem se determinara la competitividad del equipo frente a la competencia y definirá la viabilidad del proyecto desde el punto de vista de la capacidad económica de la empresa. Para la elaboración de este presupuesto se tomaron en cuenta cotizaciones escritas, telefónicas y visitas personales a los potenciales proveedores de los componentes, el presupuesto para el proyecto se calculó en 47’188.393 COP, este valor no incluye el precio de los servicios de ingeniería, se considera que estos pueden equivaler al 40% del precio base, esto indica que la tarifa con el costo de la ingeniería incluido sería de 70’000.000$ aproximadamente. El cuadro de presupuesto se encuentra disponible en…Véase el cuadro 12…

Cuadro 12. Presupuesto.

COD.	DESCRIPCIÓN	PRECIO UNIT COP	CANT	PRECIO TOTAL	IVA	TOTAL ÍTEM COP	PROVEEDOR	Tel
1	Contenedor de mezclado[1]		1					
2	Tapa de contenedor		1					
3	Pala de mezclado		1					
4	Eje macizo corto		1					
5	Eje macizo largo		1					
6	Buje roscado		2					
7	Tornillos de cierre		1					
8	Tapón de lavado		1					
9	Soporte moto reductor		1					
10	Estructura cubre motor		1					
11	Estructura cubre bomba		1	17.500.000	2.800.000	20.300.000	TECNOX Ltda,	(2)4406068
12	Lamina superior motor		1					
13	Lamina inferior motor		1					
14	Lamina bomba		1					
15	Patín reductor		2					
16	Platinas tornillos reductor		4					
17	Tornillos nivelación		4					
18	Caja PLC		1					
19	Brazo botonera		1					
20	Guarda chumaceras corto		1					
21	Guarda chumaceras largo		1					
22	Retenedor	60.000	2	120.000	19.200	139.200	RESIST Ltda.	(2)8800547
23	Vasos partículas de vacio	8.500	2	17.000	2.720	19.720	Filtros y filtros ltda,	(2)6616111
24	Empaque de vacío	35.000	2	70.000	11.200	81.200	RESIST Ltda.	(2)8800547
25	Chumacera	145.000	1	145.000	23.200	168.200	RODAFER CALI	(2)8805052
26	Acople flexible	1.501.000	1	1.501.000	240.160	1.741.160	BENAR ltda	(2)8894660
27	PLC	1.527.660	1	1.527.660	244.426	1.772.086	COLSEIN ltda	(2)5245060
28	Moto reductor	6.316.550	1	6.316.550	1.010.648	7.327.198	SEW EURODRIVE COLOMBIA	(2)4442093
29	Bomba de vacío	5.964.000	1	5.964.000	954.240	6.918.240	INSUTEC ltda,	(1)6603785
30	Armario eléctrico	223.000	1	223.000	35.680	258.680	ELECTRICOS DEL VALLE S.A	(2)8861500
31	Canletas para cableado x 2 m.	14.000	1	14.000	2.240	16.240	ELECTRICOS DEL VALLE S.A	(2)8861500
32	Borneras de potencia kit x 10	84.100	1	84.100	13.456	97.556	SIEMENS S.A	(2)6644400
33	Borneras de tierra	14.600	1	14.600	2.336	16.936	SIEMENS S.A	(2)6644400
34	Borneras de mando	6.600	1	6.600	1.056	7.656	SIEMENS S.A	(2)6644400
35	Cortacircuito 100 A tri-polar	113.080	1	113.080	18.093	131.173	SIEMENS S.A	(2)6644400
36	Ineterruptor protección 32 A	200.000	3	600.000	96.000	696.000	SIEMENS S.A	(2)6644400
37	Contactor bomba AC1	140.900	1	140.900	22.544	163.444	SIEMENS S.A	(2)6644400
38	Relé térmico bomba	212.600	1	212.600	34.016	246.616	SIEMENS S.A	(2)6644400

Cuadro 12. (Continuación).

COD.	DESCRIPCIÓN	PRECIO UNIT COP	CANT	PRECIO TOTAL	IVA	TOTAL ÍTEM COP	PROVEEDOR	Tel
39	Relé auxiliar 3NA+1NC	50.900	1	50.900	8.144	59.044	SIEMENS S.A	(2)6644400
40	Juego escuadras para borneras	3.500	1	3.500	560	4.060	SIEMENS S.A	(2)6644400
41	juego 240 placas desiganción de borneras	115.500	1	115.500	18.480	133.980	SIEMENS S.A	(2)6644400
42	Barras coleectoras de alimentación de potencia	350.000	1	350.000	56.000	406.000	SIEMENS S.A	(2)6644400
43	Riel DIN 35 mm x 2m	10.333	1	10.333	1.653	11.986	ELECTRICOS DEL VALLE S.A	(2)8861500
44	Variador de velocidad	845.516	1	845.516	135.283	980.799	SEW EURODRIVE COLOMBIA	(2)4442093
45	Baliza amarilla sin soporte	55.700	1	55.700	8.912	64.612	SIEMENS S.A	(2)6644400
46	Pulsador rojo NC	44.300	1	44.300	7.088	51.388	SIEMENS S.A	(2)6644400
47	Sensor de proximidad TAPA (1mm)	205.000	1	205.000	32.800	237.800	SIEMENS S.A	(2)6644400
48	Sensor de proximidad EJE (15 mm)	273.000	1	273.000	43.680	316.680	SIEMENS S.A	(2)6644400
49	Transmisor de vacío	474.000	1	474.000	75.840	549.840	MEDICION Y CONTROL S.A	(4)3164601
50	Cable potencia x 6 hilos cal. 8 x 6 m,	2.146	1	2.146	343	2.489	ELECTRICOS DEL VALLE S.A	(2)8861500
51	Manguera de vacío x 1"	8.000	2	16.000	2.560	18.560	R.D.V ltda	(2)6832200
52	Manguera traslucida x 1"	1.200	2	2.400	384	2.784	HOME CENTER SODIMAC-CORONA	(2)6858533
	Montaje, programación y puesta en marcha					2.000.000		
	Total dispositivos				5.922.942	44.941.327		
	ARTÍCULOS VARIOS E IMPREVISTOS	5 % del total				2.247.066		
	TOTAL PRESUPUESTO PROYECTO				**5.922.942**	**47.188.393**		

15. CONCLUSIONES

- La aplicación del método de diseño mecatrónico permitió conseguir un diseño apegado a la normatividad gubernamental (decreto 3075 de la república de Colombia) sin alejarse de los requerimientos del cliente, esto gracias a que siempre se discutían nuevas variantes con éste. Unido a lo anterior se consiguió un precio final inferior a 1/5 del precio de competidores con la misma capacidad, sin detrimento en la calidad del diseño.

- El diseño del contenedor de mezclado es altamente satisfactorio ya que se caracteriza por contar con superficies predominantemente curvas que facilitan su limpieza, una disposición espacial que permite su fácil cargue y descargue manual, necesidades vitales para el cliente, además de contar con una capacidad superior a los 700 kg totales requeridos.

- El sistema de variación de velocidad SEW MCLTEB0040 seleccionado es de excelente calidad además se caracteriza por su alta flexibilidad permitiendo control por botones o puerto serial, lo que redunda en una gran adaptabilidad a cambios futuros. Este sistema permite voltajes de entrada de 220 o 380 V a 3 fases, control de sobre carga y protección de marcha en dos fases entre otras características.

- El equipo de vacío seleccionado cumplió holgadamente con todos los requerimientos de salubridad, tolerancia a las partículas de carne, condimentos, sales, capacidad de vacío y demás. Estos requerimientos se obtuvieron mediante los procesos de investigación y *benchmarking,* entre ellos cabe mencionar una capacidad de 60m^3/h, vacío final de 640 mm/Hg y válvula de control de vacío.

- Con la elección del PLC como sistema de control se obtuvieron varias ventajas como ya se mencionó en su momento, entre ellas cabe destacar la posibilidad de que el cliente pueda cambiar el control del masaje de tiempo a revoluciones y viceversa sin incurrir en gastos adicionales.

- Las múltiples ocasiones en las cuales se debieron modificar las propuestas iniciales, ponen de manifiesto la gran ventaja que tiene el método de diseño mecatrónico que permite realizar cambios en las etapas tempranas del diseño gracias a la realimentación con el cliente, esto unido a la consulta permanente con colegas y profesionales del ramo, permitió llegar a la solución óptima.

- Se vislumbra una gran oportunidad de negocio en el área de mecanismos para la producción de alimentos ya que este es un nicho de mercado poco explorado localmente y con competidores de tarifas muy elevadas.

BIBLIOGRAFÍA

AGROMEAT, Carnetec. Alcanzando resultados óptimos del masajeado. 2007. [En línea]. Buenos aires (Argentina). [Consultado el 10 de agosto de 2010].Disponible en internet: http://www.agromeat.com/index.php?idNews=59910

ALICO, COMERCIALIZADORA INTERNACIONAL DE TECNOLOGÍA ALIMENTARIA, CI TALSA S.A. Productos línea cárnica. [En línea]. Medellín (Colombia). [Consultado el 20 de agosto de 2010]. Disponible en internet: http://www.citalsa.com/ciproducts/1/405#firstproduct

ALLDRIVES AND CONTROLS. Ltda, 2009. Vision 120-22-RA-22 (Link). [En línea]. 2010. Stafford Shire (UK). [Consultado el 28 de noviembre de 2010]. Disponible en internet: http://alldrivesandcontrols.co.uk/index.php?p=2_48

AMERICAN IRON AND INSTITUTE. Committee of Stainless Steel producers. Stainless steel and the chemical industry. New York . 1966. 140p.

ASOINGENIERÍA. Productos eléctricos industriales. Documento pdf. 2010. [En línea]. Bogotá (Colombia). [Consultado el 25 de septiembre de 2010]. Disponible en internet: http://asoingenieria.com/documentos/Productos%20electricos%20industriales.pdf

ASSOCIATED SWEDISH STEEL AB. ASSAB. Acero para herramientas y construcción. Suecia. ASSAB, 1964. 128 p.

AUTODESK Inc. Algor, Ed. V.1.20. 2006. [Software]. California (EE UU). 2010. [Consultado del 15 de agosto al 20 de septiembre de 2010], Disponibilidad, Universidad Autónoma de Occidente.

AUTOMATIZACIÓN INDUSTRIAL, ATCON ltda. Siemens accionamiento y protección – Contactores, Relés de Sobrecarga Térmicos y Guarda motores. San Miguel (Chile). [Consultado el 25 de octubre de 2010]. Disponible en internet: http://www.atcon.cl/index.php/productos-industriales/contactores-reles-termicos-guardamotores/siemens-accionamiento-y-proteccion.html

BIEDERMANN, A. Tratado de fundición del hierro y del acero. 2 ed. Barcelona. José Montesó Editor, 1957. 512 p.

BRESLER, Boris. Diseño de estructuras de acero. México. Limusa, 1973. 926 p.

COLOMBIA. MINISTERIO DE LA SALUD. Decreto 60. (18, enero, 2002). Por el cual se promueve la aplicación del Sistema de Análisis de Peligros y Puntos de Control Critico, Haccp en las fábricas de alimentos y se reglamenta el proceso de certificación. Bogotá, D.C. 2002. p 1-7.

--------. PRESIDENCIA DE LA REPÚBLICA. Decreto 3075. (1997). Por el cual se reglamenta parcialmente la ley 19 de 1979 y se dictan otras disposiciones. Bogotá, D.C. 1997. p 1-58.

CUDOS SAMBLANCAT, Vicente. Cálculos de estructuras de acero. Madrid. Blume. 1978. Vol. 2.

DISTRIBUIDORA DE RODAMIENTOS, DISROD S.A. Rodamiento de bolas. Bogotá (Colombia). 2007.[En línea].[Consultado el 1 de septiembre de 2010]. Disponible en internet:
http://www.disrod.com/bolas.html

GARCÍA MORENO, Emilio. Automatización de procesos industriales. México: Alfaomega, 2001. 379 p.

GUTEMBERTO® S.A. Productos especiales, documento .pdf. [En línea]. Bogotá (Colombia). [Consultado el 25 de agosto de 2010]. Disponible en internet:
http://gutemberto.com/index.php?option=com_docman&task=cat_view&gid=25&Itemid=34

INGENIERÍA Y SUMINISTROS TÉCNICOS, INSUTEC ltda. Link “productos”. [En línea]. Bogotá (Colombia). [Consultado el 25 de octubre de 2010]. Disponible en internet:
http://www.insutecltda.com/

INOX MECCANICA srl, Automatic vacuum tumblers. [En línea]. Mantova (Italia). [Consultado el 11 de julio de 2010]. Disponible en internet: http://www.inoxmeccanica.it/eng_macchine_massaggiatrici.htm

INSTITUTO COLOMBIANO DE NORMAS TÉCNICAS Y CERTIFICACIÓN. ICONTEC. Aseguramiento de la calidad serie 9000: Compendio de normas técnicas. Santa fe de Bogotá: Icontec, 1992. 59 p.

--------. --------. NTC 4490, Referencias documentales para fuentes de información electrónicas. Santa fe de Bogotá: Icontec, 1998. 27 p.

--------. --------. -------- 5613, Referencias bibliografías. Contenido forma y estructura. Santa fe de Bogotá: Icontec, 2008. 27 p.

--------. --------. -------- 1486, Documentación. Presentación de tesis, trabajos de grado y otros trabajos de investigación. Santa fe de Bogotá: Icontec, 2008. 42 p.

-------- ------- .Certificación ISO 22000. [En línea]. Bogotá D.C., Carrera 37 52-95, Tel. 6078888, Fax 2221435, 2010. [Consultado 26 de febrero, 2010]. Disponible en Internet: http://www.icontec.org/BancoConocimiento/C/certificacion_iso_22000/certificacion_iso_22000.asp?CodIdioma=ESP

KOCH EQUIPMENT LLC, *INJECT STAR ESC 1200 MASSAGER/TUMBLER* [En línea]; Kansas (EE UU), [Consultado el 15 de octubre de 2010]; Disponible en internet: http://www.kochequipment.com/site/equipment/product_info.php?id_product=404&id_industry=10&id_category=135

KUO, Benjamín C. Sistemas automáticos de control. México: Editorial Continental, 1991. 824 p.

MANDADO PÉREZ, Enrique. Controladores lógicos y autómatas programables. Barcelona: Marcopombo, 1990. 311 p. il: 94-267-0770-x.

MANGONON, Pat L. Ciencia de materiales: selección y diseño. Pearson Educación, México, 2001. 840 p. ISBN: 970-26-0027-8.

MELAXA, S.A. Contáctenos (Link) [En línea]. 2010. [Consultado el 10 de noviembre de 2010]. Cali (Colombia). Disponible en internet: http://www.melexa.com/

["Mentalfunckmusic", seudónimo]. GLASS Tumbler / Massaging Pork Chops [En línea]. YOUTUBE LLC. 2009. [Consultado 15 de septiembre de 2010]. Disponible en internet: http://www.youtube.com/watch?v=FU2ZUhakFas

MOLERA SOLÁ, Pere. Metales resistentes a la corrosión. Barcelona. Marcopombo, 1990. 124 p.

MOTT P. E., Robert L. Diseño de elementos de máquinas. Cuarta Edición. México: 53519 Naucalpan de Juárez; Pearson Educación; 2006. 944 p.

MÜLLER, Siegfried G. y ORDOINO, Mario A. Infraestructura de una fábrica de embutidos [En línea]. Estados Unidos de Norteamérica, Washington D.C., 2003. [Consultado 18 de diciembre, 2009]. Disponible en Internet: http://www.science.oas.org/oea_gtz/libros/embutidos/cap13.htm

--------, -------- y --------, --------. Procesamiento de Carnes y Embutidos, Introducción [En línea]. Estados Unidos de Norteamérica, Washington D.C., 2003. [Consultado 18 de diciembre, 2009]. Disponible en Internet: http://www.science.oas.org/oea_gtz/LIBROS/EMBUTIDOS/intro1_emb.htm

NARVÁEZ CAMPAÑA, Fabián Andrés. Diseño para la automatización y control del proceso de carnes. Trabajo de grado para optar al título de ingeniero electrónico. Santiago de Cali. Universidad Autónoma De Occidente. Facultad de ingeniería. Departamento de automática y electrónica. 2009. 58 p.

NORTON, Robert L. diseño de maquinaria: síntesis y análisis de máquinas y mecanismos. 2 ed. México: McGraw-Hill, 2000. 864 p.

NTN Corporatión. Catálogo de chumaceras, documento pdf. . [En línea]. Osaka (Japon). 2009. [Consultado el 15 de septiembre de 2010]. Disponible en internet: http://www.ntnsudamericana.com/CATALOGO%20DE%20CHUMACERAS%20NTN%20ESPAÑOL.pdf

OGATA, Katsuhiko. Dinámica de sistemas. México: Prentice-Hall, 1987. 619 p. il: 968-880-074-0.

--------, --------. Ingeniería de control moderna. 4 ed. Madrid: Pearson Educación, 2007. 965 p.

Organización de las naciones unidas para la agricultura y la alimentación. FAO. *"Codex Alimentarus"*. [En línea]. Roma (Italia), VialedelleTerme di Caracalla,00153, 2010. [Consultado 25 de febrero, 2010]. Disponible en Internet:
http://www.codexalimentarius.net/web/index_es.jsp

PIEROTTI R., Carlos Humberto. Diseño y construcción de una mezcladora de alimentos. Trabajo de grado ingeniero mecánico. Santiago de Cali: Universidad Autónoma De Occidente. Facultad de ingenierías. Programa de ingeniería mecánica. 1992. 91 p.

RIBA ROMERA, Carlos. Diseño Concurrente. Barcelona: Ediciones UPC, 2002. 266 p.

RIVAS MOLINA, Alexander. Implementación del método del diseño mecatrónico para el estudio de la optimización del sistema de preparación de fibra larga Propal-planta 2. E grado para optar al título de ingeniero mecatrónico. Santiago de Cali. Universidad Autónoma De Occidente. Facultad de ingeniería. Departamento de automática y electrónica. 2008. 224 p.

SCHNEIDER ELECTRIC Co. Manual Electrotécnico Telesquemario 1999. [En línea]. Barcelona (España). [Consultado el 10 de septiembre de 2010]. Disponible en internet:
http://www.schneiderelectric.es/sites/spain/es/general/busqueda/resultados-de-busqueda.page?URL=http://websearch.schneider-electric.com/GsaLost/portlets/AutonomyGlobalSearch.jsp%253FLanguage=es%2526Country=es%2526lancer=oui%2526firstQuery=true%2526site=null%2526autnmSource=*%2526autnmQueryBis=telesquemario

SEW-EURODRIVE. Movitrac lte.[En línea]. 2010. EE UU. [Consultado el 2 de octubre de 2010]. Disponible en internet:
http://www.seweurodrive.com/produkt/movitrac-lt.htm

SIEMENS AG. Fuentes de alimentación SITOP y LOGO! Power, Catalogo KT 10.1.2008, Documento pdf. [En línea]. Múnich (Alemania). Dirección IP 80.237.211.16. [Consultado el 15 de noviembre de 2010]. Disponible en internet:
https://www.automation.siemens.com/mcms/power-upplysitop/en/catalog/Documents/es/kap01-es.pdf

SIEMENS AG, Austral Andina. Convertidores de frecuencia MICROMASTER 410/420/430/440, 0.12 hasta 250 kW. 2002-2010. Catalogo DA51.2.2002.pdf. [En línea]. Disponible en internet:
http://www.siemens.com.co/...Andina/.../get_download_Framework_1_1.aspx?..

SIEMENS PRODUCT LIFECYCLE MANAGEMENT SOFTWARE INC. SOLID EDGE V. 20.00.00.96 [SOFTWARE], UGS 2006, CAD. EEUU. [Consultado del 20 de julio al 27 de noviembre de 2010], Disponibilidad, Universidad Autónoma de Occidente.

TI UNITRONICS. Vision 120™. [En línea]. EEUU. [Consultado el 18 de septiembre de 2010]. Disponible en internet:
http://www.unitronics.com/Data/Uploads/V120/V120-22-R34.pdf

UNIVERSIDAD NACIONAL DE COLOMBIA. Formulación de productos cárnicos. [En línea] 2005. Bogotá 1(Colombia). [Consultado el 21 de agosto de 2010]. Disponible en internet:
http://www.virtual.unal.edu.co/cursos/agronomia/2001819/lecciones/cap04/cap04_04.html

---- ----, Masaje en la elaboración de jamones cocidos. [En línea]. [Consultado el 21 de agosto de 2010]. Disponible en internet:
http://www.alfaeditores.com/carnilac/Octubre%20Noviembre%2005/TECNOLOGIA%20Masaje.htm

URIBE GIRALDO, Daniel y SERRANO BOLAÑOS, María Cristina. Mejoramiento del sistema de productivo en la empresa Carnes Frías Uribe's Ltda. Trabajo de grado ingeniero industrial. Santiago de Cali: Universidad Autónoma de Occidente. Facultad de ingenierías. Programa de ingeniería industrial. 1995. 137 p.

WILDI, THEODORE. Máquinas eléctricas y sistemas de potencia. 6 ed. México: Pearson Educación, 2007. xxiii, 933 p.

ANEXOS

ANEXO A. Análisis mecánico.

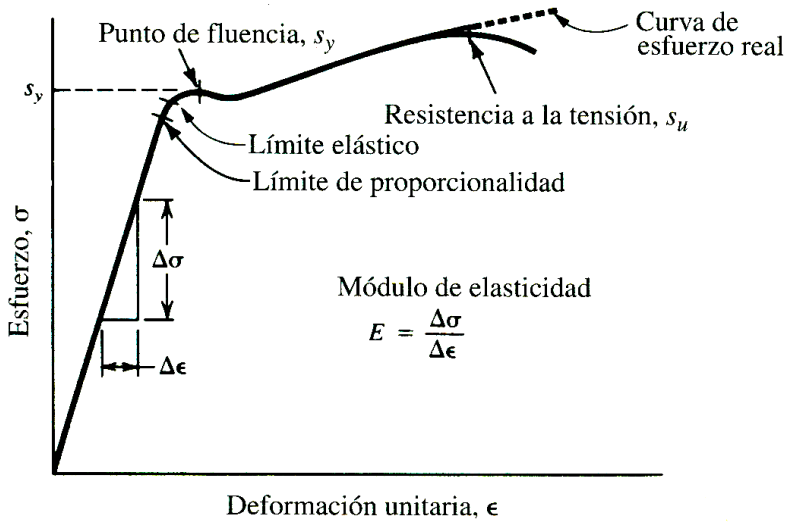
Materiales en el diseño mecánico[1]. Al momento de seleccionar un material para el diseño de un mecanismo es fundamental mantener la mente abierta y actualizada en lo referente a las más recientes innovaciones en esta materia, teniendo como referente los esfuerzos a los que se verá sometido el dispositivo a diseñar, estas cargas siempre deben ser las más severas que se presentarán durante la operación. De otra parte es de suma importancia el tener claridad sobre el tipo de entorno en que se desempeñará el mecanismo ya que algunos materiales sucumben prematuramente en determinados ambientes. Otro aspecto trascendental para la selección de los materiales de fabricación son las normas locales, nacionales o internacionales que rijan para el tipo de aplicación especifico del mecanismo a diseñar, que para el caso específico de este trabajo se refiere las normas vigentes para el procesamiento de alimentos para el consumo humano que ya se mencionaron al principio...Véase el capítulo 4…

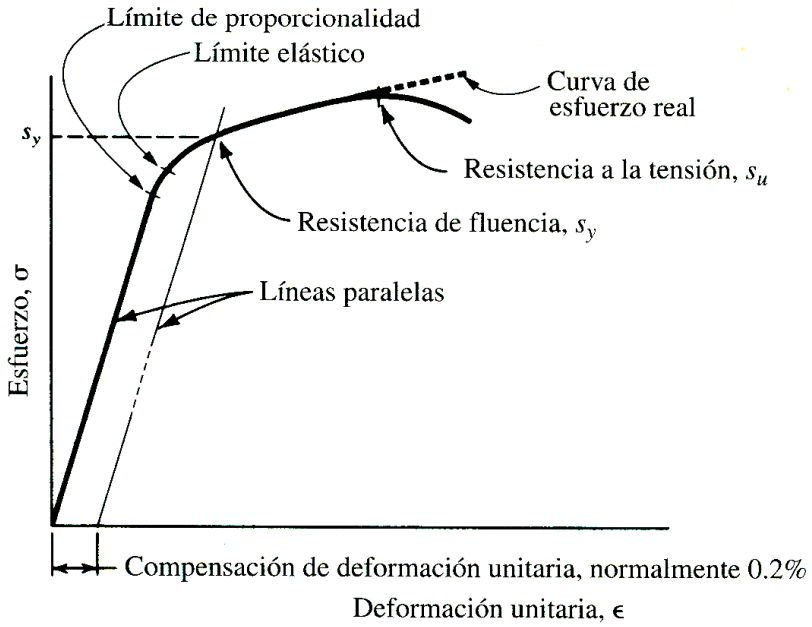
Entre la gran oferta de materiales posibles que se hallan en el mercado se tienen los metales y sus aleaciones, los plásticos, los materiales compuestos, los elastómeros, las maderas, cerámicas y vidrios entre otros. De entre la gran cantidad de posibles variantes y combinaciones de los materiales anteriormente mencionados se deben preseleccionar los más apropiados según la experiencia que se posea.

Análisis de esfuerzos y deformaciones[2]. El funcionamiento satisfactorio de los sistemas o maquinas depende enormemente de la pertinencia de los materiales elegidos para su construcción. Entonces se debe comprender a cabalidad el comportamiento de los materiales seleccionados en cada posible condición de trabajo del mecanismo, para evitar inconvenientes en el futuro. Otro aspecto importante a tener en cuenta es la disponibilidad que se tenga en el mercado local de los materiales seleccionados, además de su precio comparado con otros que pudiesen ofrecer prestaciones mecánicas, físicas y químicas similares.

[1] MOTT. Óp. cit., p. 83.
[2] MOTT. Óp. cit., p. 83.

Figura 46. Diagrama de esfuerzo deformación típico.





Fuente: MOTT. Óp. cit., p. 33.

Para realizar un análisis de ingeniería confiable a un material, cualquiera sea su naturaleza se debe hacer bajo los siguientes criterios básicos, muchos de ellos basados en las dos anteriores graficas:

Resistencia a la tensión (S_u)[3]. Punto máximo de la curva esfuerzo deformación, es la elongación última del material antes de ruptura total. En la curva de esfuerzo deformación parece descender debido a los cálculos relacionan el esfuerzo con el área transversal inicial y no la instantánea.

[3] MOTT. Óp. cit., p. 33.

Resistencia de fluencia (S_y)[4]. Región de la curva esfuerzo deformación donde ocurre un gran incremento de la deformación sin que ocurra un incremento significativo en el esfuerzo, este punto también es denominado punto de cedencia. Esta propiedad indica que, en realidad el material ha cedido o se ha alargado en gran medida y en forma plástica, es decir, permanente.

Límite de proporcionalidad[5]. Este es el punto donde la recta de esfuerzo-deformación unitaria se empieza a curvar, por encima de este valor la relación esfuerzo deformación unitaria ya no presenta una relación lineal y por tanto no es aplicable la ley de Hooke.

Límite elástico[6]. Punto de la recta esfuerzo deformación donde por encima de este el material ya no recupera su forma original y por debajo si presenta un comportamiento totalmente elástico.

Módulo de elasticidad en tensión (E)[7]. Este módulo es aplicable solo a la parte lineal del diagrama esfuerzo deformación, este módulo viene dado por la ecuación:

$$E = \frac{Esfuerzo}{Deformacion\_unitaria} = \frac{\sigma}{\in}$$

Esta es la pendiente de la parte recta del diagrama. Este módulo que tan rígido o resistente es un material a una carga aplicada.

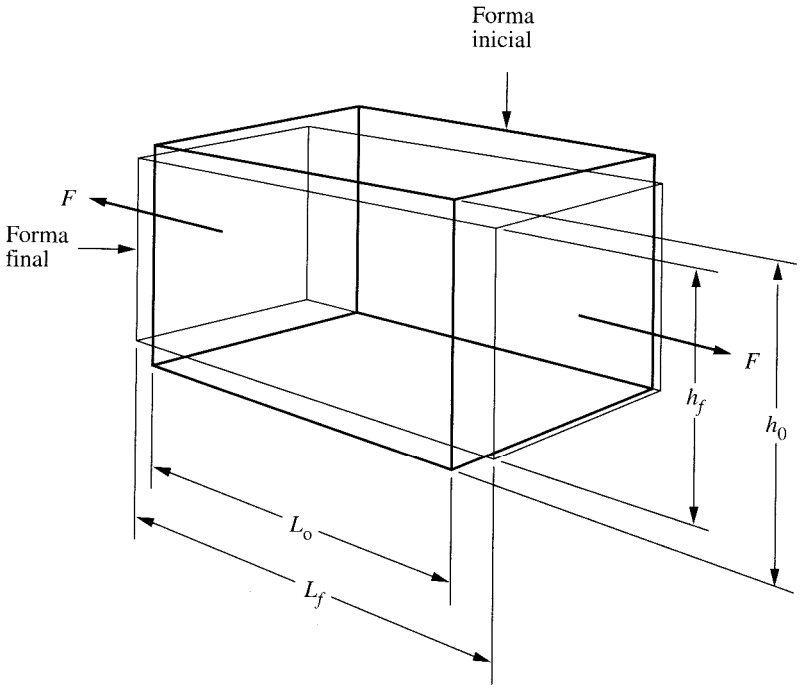
Ductilidad y porcentaje de elongación[8]. Este es el grado de deformación máxima de un material antes de ruptura total, el inverso de la ductilidad es la fragilidad, la ventaja de usar materiales dúctiles en mecanismos se debe a que el material se deforma notoriamente antes de su ruptura, situación contraria al de los materiales frágiles como el carbono o el acero templado cuya deformación antes de la ruptura es mínima. El porcentaje de elongación es la medida cuantitativa de la ductilidad de un material, esta viene dada por la siguiente ecuación:

[4] MOTT. Óp. cit., p. 34.
[5] MOTT. Óp. cit., p. 34.
[6] MOTT. Óp. cit., p. 34.
[7] MOTT. Óp. cit., p. 34.
[8] MOTT. Óp. cit., p. 35.

Porcentaje de elongación $= \frac{L_f - L_0}{L_0} * 100\%$

Relación de *Poisson* (υ)[9]. Cuando un material es sometido a cargas que lo estiran (tensión), se presenta una contracción simultánea en las dimensiones de la sección transversal a la dirección de acción de las fuerzas. La ecuación matemática que relaciona estas dos deformaciones es la denominada relación de *Poisson*, su ecuación se puede deducir de la siguiente gráfica:

Figura 47. Ilustración de la relación de *Poisson* para un elemento bajo esfuerzos de tensión.



$$\text{Deformación unitaria axial} = \frac{L_f - L_o}{L_o} = \epsilon_a$$

$$\text{Deformación unitaria lateral} = \frac{h_f - h_o}{h_o} = \epsilon_L$$

$$\text{Relación de Poisson} = \frac{-\epsilon_L}{\epsilon_a} = \nu$$

Fuente: MOTT. Óp. cit., p. 36.

Módulo de elasticidad cortante (G)[10]. Es la relación del esfuerzo cortante entre la deformación unitaria por cortante. Esta propiedad indica la rigidez de un material ya no en esfuerzos de estiramiento, ahora se hace para esfuerzos que

[9] MOTT. Óp. cit., p. 36.
[10] MOTT. Óp. cit., p. 36.

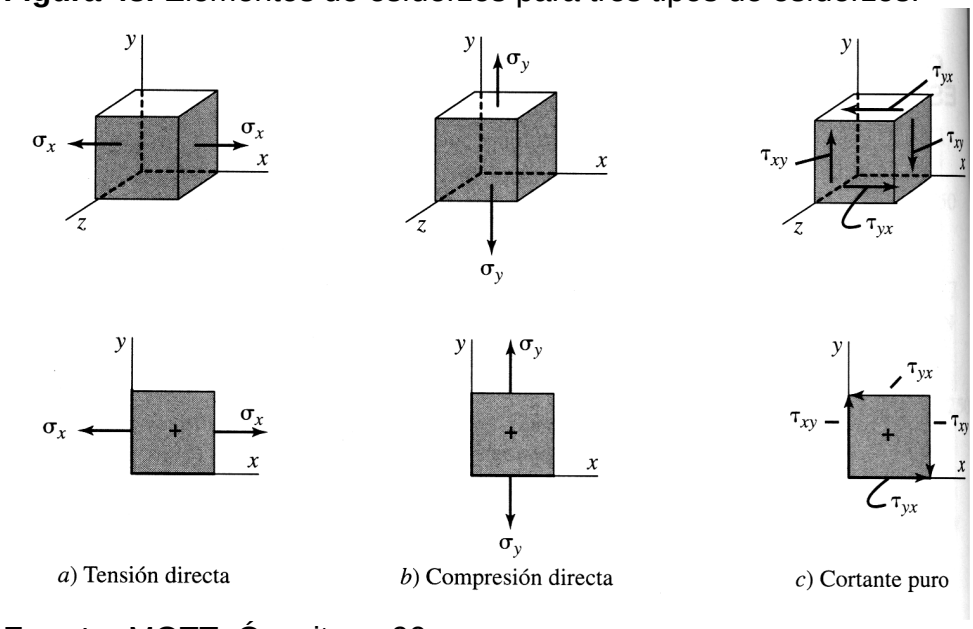
tratan de cortar el material, existe una sencilla relación entre E, G y la relación de *Poisson*:

$$G = \frac{E}{2(1+v)}$$

Esta ecuación solo es válida en el rango elástico del material.

Análisis de esfuerzos y deformaciones en los materiales[11]. Según Mott[12], una de las metas principales en el análisis de esfuerzos y deformaciones de una pieza mecánica, es hasta qué punto está soportará un incremento en la carga y si este límite satisface los requerimientos del diseño propuesto. Este análisis debe llevarse a cabo mediante el estudio de un cubo imaginario infinitesimalmente pequeño en la zona de mayor esfuerzo y a continuación indicar la dirección de los vectores de esfuerzo, estos deben ir alineados con los ejes normalizados *x, y* y*z*. En la figura 32 los tres tipos fundamentales de esfuerzos son: tensión, compresión y cortante. Se muestra un cubo tridimensional completo y un cubo bidimensional simplificado. En algunos problemas específicos se requerirá de dos o tres elementos cuadrados para describir de manera precisa su estado de esfuerzos.

Figura 48. Elementos de esfuerzos para tres tipos de esfuerzos.



Fuente: MOTT. Óp. cit., p. 90.

[11] MOTT. Óp. cit., p. 83.
[12] MOTT. Óp. cit., p. 89.

A los esfuerzos de compresión y de tensión se les denomina normales debido a que su acción sobre el cubo de esfuerzos es perpendicular a sus caras.

Los esfuerzos de cortante se deben a cortantes directos, a cortantes verticales como en las vigas o a cargas de torsión. Los esfuerzos cortantes se caracterizan por su aparición paralela a caras opuestas del cubo de esfuerzos pero con direcciones opuestas, es decir, como cuchillos tratando de cortar un trozo de material blando. Los esfuerzos cortantes se deben presentar en parejas dobles, es decir, actuando en caras opuestas y con direcciones contrarias para que el cubo de análisis de esfuerzos se encuentre en equilibrio, esto se debe a que si solo actuara cortante en una cara el cubo estaría sometido a una rotación en la dirección de dicha fuerza cortante.

Esfuerzo cortante por torsión[13]. Cuando una fuerza se aplica en torno a un determinado punto de produce un momento de torsión, el cual tiende a desplazar de forma circular unas partículas con respecto a las otras, esto provoca una reacción en el material en contrasentido a la fuerza aplicada, este es el esfuerzo cortante por torsión. Para los componentes infinitesimalmente pequeños del elemento sometido a carga el fenómeno experimentado es el mismo que para el caso de cargas a cortante directo o perpendicular. La gran diferencia para el caso de cortante por torsión estriba en que la distribución de esfuerzos no es uniforme a lo largo de la sección transversal del componente.

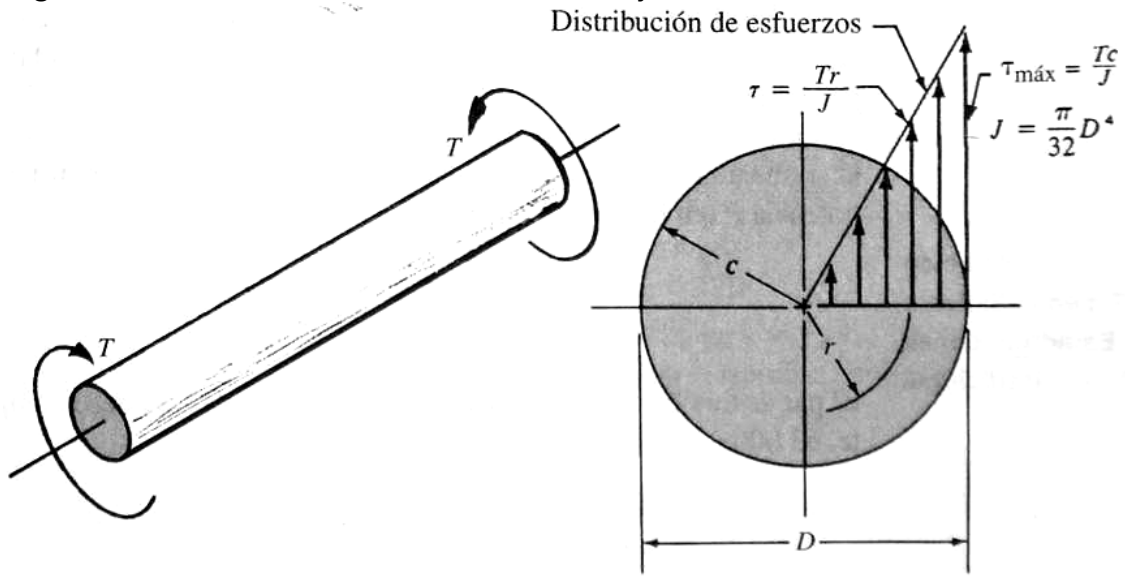
Esfuerzo cortante por torsión en ejes redondos[14]. Para estos casos los esfuerzos más elevados se generan en las partes más externa de la sección transversal de estos, esto quiere decir que a medida que se analiza las partes más cercanas al centro de rotación del eje los esfuerzos tienden a cero. El esfuerzo cortante por torsión máximo está dado por la ecuación:

$$\tau_{máx} = T_C / J$$

Donde c es el radio de la superficie externa del eje y J es el momento polar de inercia de este. En la figura 33 se puede observar la distribución de esfuerzos a lo largo del radio del eje, además se da la ecuación para el momento polar de inercia J de un eje macizo.

[13] MOTT P. E., Óp. cit. p. 95.
[14] MOTT. Óp. cit., p. 95.

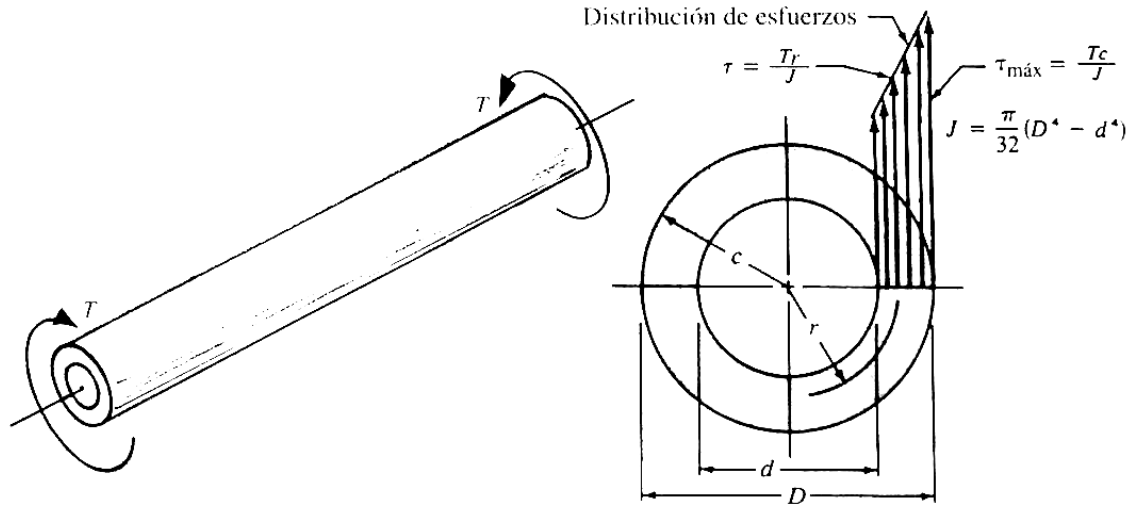
Figura 49. Distribución de esfuerzos en un eje circular macizo.



Fuente. MOTT P. E., Óp. cit. p. 96.

La ecuación de esfuerzo por cortante máximo se puede extender al análisis de ejes huecos mediante la realización de algunos cambios, para este caso el esfuerzo obviamente se concentra en el anillo externo del eje, esto incrementa el valor promedio de esfuerzos, pero al contrario de lo que podría pensarse los diseños de eje tubulares resultan más eficiente que los de aquellos que son macizos. Lo anterior obedece al hecho que los esfuerzos cercanos al centro del eje son decrecientes a medida se tiende hacia el centro, hasta llegar a hacerse cero, esto es una clara ineficiencia ya que se está desaprovechando el potencial de resistencia del material en esa región. La figura correspondiente al análisis de esfuerzos en ejes huecos es la siguiente:

Figura 50. Distribución de esfuerzos en un eje circular hueco.



Fuente. MOTT P. E., Óp. cit. p. 97.

Para el diseño de ejes huecos la ecuación para el cálculo del esfuerzo máximo se define de la siguiente manera:

$Z_p = J/c$

Donde *Zp* es el módulo de la sección polar, *J* es el momento polar de inercia par ejes huecos y *c* es el radio externo del eje bajo estudio. De este modo el esfuerzo cortante máximo por torsión se puede reescribir de la siguiente manera:

$$\tau_{máz} = T / Z_p$$

Deformación por torsión[15]. Por lo anteriormente mencionado se infiere al generarse esfuerzos dentro del material estos acarrearán una deformación en el seno del material, esta deformación se da en patrones circulares de unas partículas con respecto a las otras, para calcular la magnitud de estas deformaciones se utiliza la siguiente ecuación:

$\theta = (T*L) / (G*J)$

Donde θ es el ángulo de deformación en radianes, *L* es la longitud donde se calcula el ángulo de torsión y *G* es el módulo de elasticidad del material del eje bajo estudio.

Esfuerzos combinados y el círculo de Mohr[16]. Este es uno de los métodos más precisos para determinar los esfuerzos reales a los que se ve sometido un mecanismo

Caso general de esfuerzos combinados[17]. Para llevar a cabo este análisis se empieza por definir un elemento cúbico de tamaño infinitesimal ya que a esta escala los componentes de esfuerzos son más sencillos de analizar, además de proveer al análisis una mayor precisión. Sobre este cubo se analizarán esfuerzos normales y cortantes por torsión, para simplificar el análisis se asumirá que las cargas son simétricas y por ende se podrá analizar el sistema en dos dimensiones sin merma en la precisión, se alinean los ejes de los

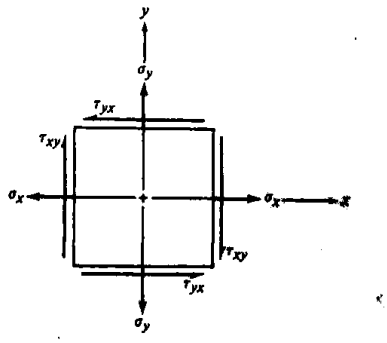
[15] MOTT. Óp. cit., p. 97.
[16] MOTT. Óp. cit., p. 135.
[17] MOTT. Óp. cit., p. 138.

componentes esfuerzos con los ejes de coordenadas x, y de un sistema de coordenadas.

Los esfuerzos normales σ_x y σ_y se podrán deber a una fuerza de tensión directa o a cargas por flexión, si los esfuerzos fueran de compresión, es decir, negativos, los vectores estarían pintados en dirección contraria (*Hacia el interior del cubo)*. Por su parte el esfuerzo cortante puede ser ocasionado por cortante directo, por cortante de torsión o por cortante vertical.

Los subíndices dobles se deben leer de la siguiente manera, por ejemplo τ_{xy} quiere decir que el elemento de esfuerzos τ es perpendicular a *x* y paralelo a *y*, cabe recordar que un esfuerzo positivo tiende a hacer rotar al elemento en torno a las manecillas del reloj. La figura 35 ilustra e equivalente grafico de lo anteriormente detallado.

Figura 51. Elemento infinitesimal de esfuerzos



Fuente. MOTT. Óp. cit. p. 138.

<u>Esfuerzos normales máximos: Esfuerzos principales[18].</u> La combinación de los esfuerzos a los que se ve sometido un cuerpo tienen distintos efectos sobre este según su dirección de aplicación, estos se pueden clasificar como sigue:

- Esfuerzo principal máximo.

$$\sigma_1 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \sqrt{(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2})^2 + \tau_{xy}^2}$$

[18] MOTT. Óp. cit., p. 139.

- Esfuerzo principal mínimo.

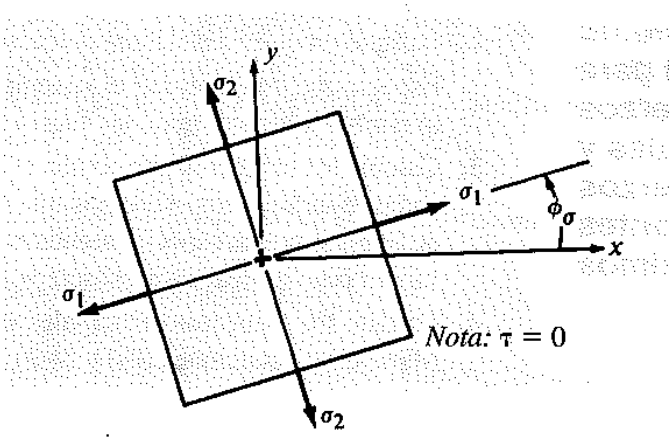
$$\sigma_2 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} - \sqrt{(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2})^2 + \tau_{xy}^2}$$

- Ángulo del elemento principal de esfuerzo.

$$\phi_2 = \frac{1}{2}\arctan[2\tau_{xy}/(\sigma_x - \sigma_y)]$$

El esfuerzo principal máximo es el resultado de los esfuerzos normales y cortantes, la combinación de los esfuerzos principales generan el esfuerzo principal mínimo y el ángulo principal de esfuerzo es el que determina la orientación del vector de esfuerzos principales con respecto al eje *x* positivo. La representación gráfica de estos esfuerzos se puede apreciar en la siguiente figura.

Figura 52. Ángulo del elemento principal de esfuerzos



Fuente. MOTT. Óp. cit. p. 139.

<u>Esfuerzo cortante máximo[19].</u> La magnitud del esfuerzo cortante máximo representa el esfuerzo máximo al que se verá sometido el sólido, esta está dada por:

[19] MOTT. Óp. cit., p. 139.

$$\tau_{máx} = \sqrt{a\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}b^2 + \tau_{xy}^2}$$

La orientación de este esfuerzo principal máximo es la siguiente:

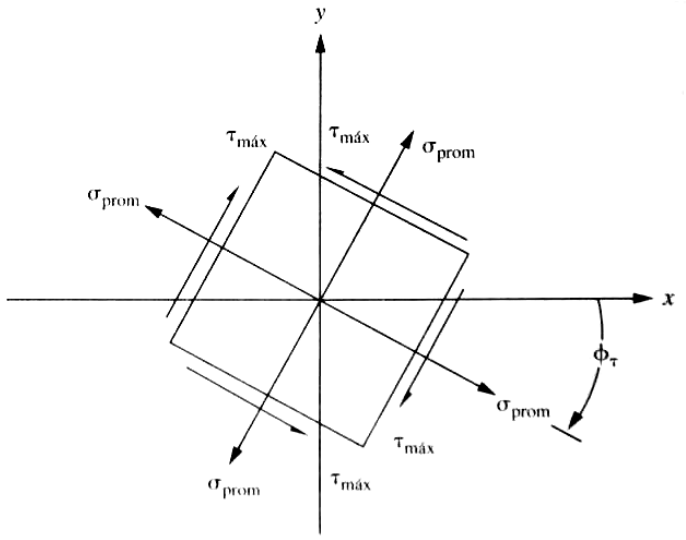
$$\phi_\tau = \frac{1}{2}\arctan[(\sigma_x - \sigma_y)/2\tau_{xy}]$$

El esfuerzo promedio como su nombre lo indica es la media aritmética de los esfuerzos normales que actúan sobre el sólido:

$$\sigma_{prom} = \frac{(\sigma_x + \sigma_y)}{2}$$

El esfuerzo cortante máximo, su orientación el promedio de los esfuerzos principales están ilustrados en la siguiente figura:

Figura 53. Ángulo del elemento de esfuerzo cortante máximo**.**



Fuente. MOTT. Óp. cit. p. 140.

<u>Resumen y procedimiento para analizar esfuerzos combinados.</u> Las siguientes son las pautas que se deben seguir para el cálculo de estos esfuerzos:

- Seleccionar el punto donde se desean calcular los esfuerzos.

- Definir un marco de referencia.

- Elaborar el respectivo diagrama de cuerpo libre.

- Calcular las fuerzas que actúan sobre el cuerpo en su magnitud y dirección.

- Calcular los esfuerzos a los que se ve sometido el cuerpo en el punto de análisis seleccionado, calcular con atención las direcciones de estos esfuerzos.

- Calcular los esfuerzos principales del elemento de esfuerzos y las direcciones en las que estos actúan.

- Dibujar el elemento de esfuerzos sometido a la acción de los esfuerzos principales y su orientación.

- Calcular el esfuerzo cortante máximo sobre el elemento de esfuerzos y su orientación. A este elemento se debe agregar el cálculo del es fuerzo cortante máximo. De igual modo de deben graficar pero en un cubo diferente.

El círculo de Mohr[20]. Por lo anteriormente mencionado se hace notar que la posibilidad de cometer un error es bastante alta, para tener una referencia gráfica de la congruencia de los cálculos efectuados se utiliza el circulo de Mohr, el autor sugiere que este método se puede usar para calcular los esfuerzos descritos anteriormente, pero el estudiante lo usará solo como verificación de los cálculos algebraicos.

El procedimiento para elaborar el círculo de Mohr es el siguiente:

Según Mott[21]…

> - Efectuar el análisis de esfuerzos para determinar las magnitudes y las direcciones de los esfuerzos normal y cortante que actúan en el punto de interés.
>
> - Trazar el elemento de esfuerzos en el punto de interés…Los esfuerzos normales sobre los puntos mutuamente perpendiculares se trazan con los esfuerzos de tensión positivos proyectadas hacia

[20] MOTT. Óp. cit., p. 145.
[21] MOTT. Óp. cit., p. 146.

fuera del elemento. Los esfuerzos de compresión son negativos- de dirigen hacia el interior de la cara. Observe que se grafican las *resultantes* de todos los esfuerzos normales que actúan en las direcciones elegidas. Se considera que los esfuerzos cortantes son positivos si tienden a girar el elemento *en sentido de las manecillas del reloj,…* y negativos en caso contrario…

…En general, podría darse cualquier combinación de valores positivos y negativos,

- Establecer un sistema coordenado donde el eje horizontal positivo represente esfuerzos normales positivos (de tensión), y el eje vertical positivo represente esfuerzos cortantes positivos…Así, el plano formado se llamará plano $\sigma - \tau$.

- Graficar los puntos en el plano $\sigma - \tau$ correspondientes a los esfuerzos que actúan sobre las caras de los elementos de esfuerzos. Si el elemento se traza en el plano *x-y*, los puntos a graficar serán, σ_x, τ_{xy} y σ_y, τ_{yx}.

- Trazar la línea que une los dos puntos.

- La línea que resulta cruza al eje σ en el centro del círculo de Mohr, en el promedio de los esfuerzos normales aplicados, donde

$$\sigma_{prom} = (\sigma_x + \sigma_y)/2$$

El centro del círculo de Mohr se indica con una *O*.

- Observe que se ha formado un triángulo rectángulo, cuyos lados son *a, b,* y *R,* donde

$$R = \sqrt{a^2 + a^2}$$

Por inspección se ve que

$$a = (\sigma_x + \sigma_y)/2$$

$$b = \tau_{xy}$$

El punto indicado con *O* está a una distancia de $\sigma_x - a$ del origen del sistema coordenado. Ahora se puede proceder a trazar el círculo.

- Trazar el circulo completo con centro en *O* y radio *R*.

- El punto donde el círculo cruza el eje σ en la derecha indica el valor de esfuerzo principal máximo σ_1. Observe que $\sigma_1 = \sigma_{prom} + R$.

- El punto donde el círculo cruza el eje σ en la izquierda indica el esfuerzo principal mínimo σ_2. Observe que $\sigma_2 = \sigma_{prom} - R$.

- Las coordenadas de la parte superior del círculo expresan el esfuerzo cortante máximo y el esfuerzo normal promedio que actúan sobre el elemento, cuando tiene el esfuerzo cortante máximo. Observe que $\tau_{máx} = R$.

  Nota: los siguientes pasos sirven para determinar los ángulos de inclinación del elemento de esfuerzos principales y el elemento con esfuerzo cortante máximo, en relación con el eje *x* original; la recta de *O* que pasa por el primer punto graficado σ_x, τ_{xy} representa el eje *x* original. La recta de *O* que pasa por el punto σ_y, τ_{xy} representa el eje *y* original. Naturalmente, en el elemento original, esos elementos están a 90° entre sí, no a 180°, lo cual ilustra la propiedad de ángulo doble del círculo de Mohr. Después de esta observación, se puede continuar con el desarrollo del proceso.

- El ángulo $2\varphi_\sigma$ se mide a partir del eje *x* en el círculo, hacia el eje σ. Observe que

$$2\varphi_\sigma = \arctan(b/a)$$

  También es importante observar la dirección *desde el eje x hacia el eje* σ (en sentido de las manecillas del reloj, o en contrasentido de las manecillas del reloj). Esto es necesario para representar en forma correcta la relación del elemento de esfuerzo principal con el elemento original de esfuerzos.

- El ángulo desde el eje *x* del circulo hacia la recta vertical que pasa por $\tau_{máx}$ define a $2\varphi_\tau$. Por la geometría del círculo, en el ejemplo ilustrado, se puede ver que

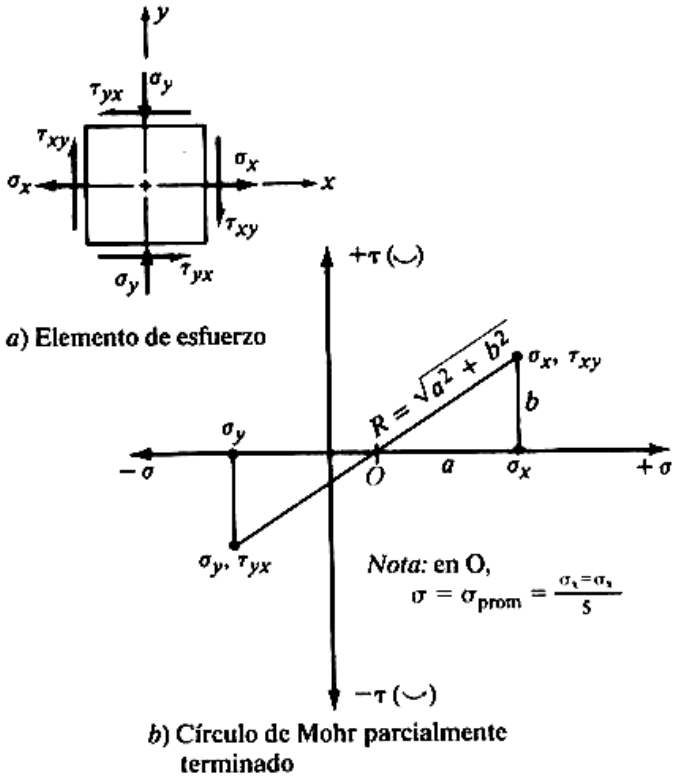
$$2\varphi_\tau = 90° - 2\varphi_\sigma$$

  Otras combinaciones de los esfuerzos iniciales causaran distintas relaciones entre $2\varphi_\sigma$ y $2\varphi_\tau$. Se debe usar la geometría especifica del circulo que se tenga cada vez…

  …De nuevo es importante observar la dirección *desde el eje x hacia el eje* $\tau_{máx}$ para orientar el elemento con esfuerzo cortante máximo. También se debe notar que el eje σ y el eje $\tau_{máx}$ siempre están a 90° entre sí en el círculo, y en consecuencia a 45° entre sí en el elemento real.

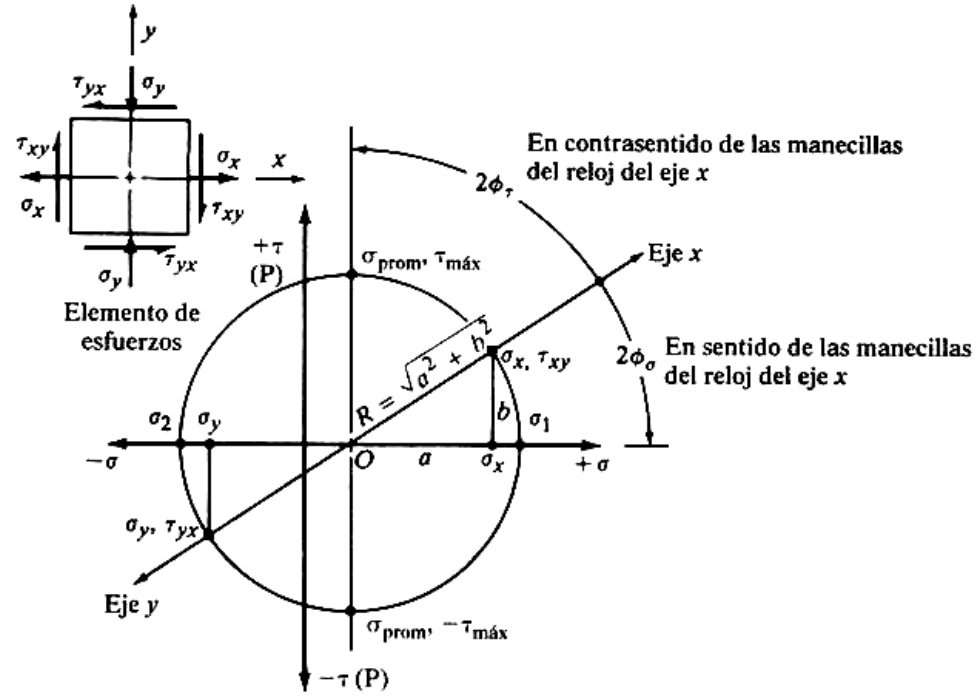
- El paso final en el círculo de Mohr es trazar los elementos de esfuerzo que resultan, en su orientación correcta respecto al elemento original.

Figura 54. Primeros pasos para la elaboración del círculo de *Mohr.*



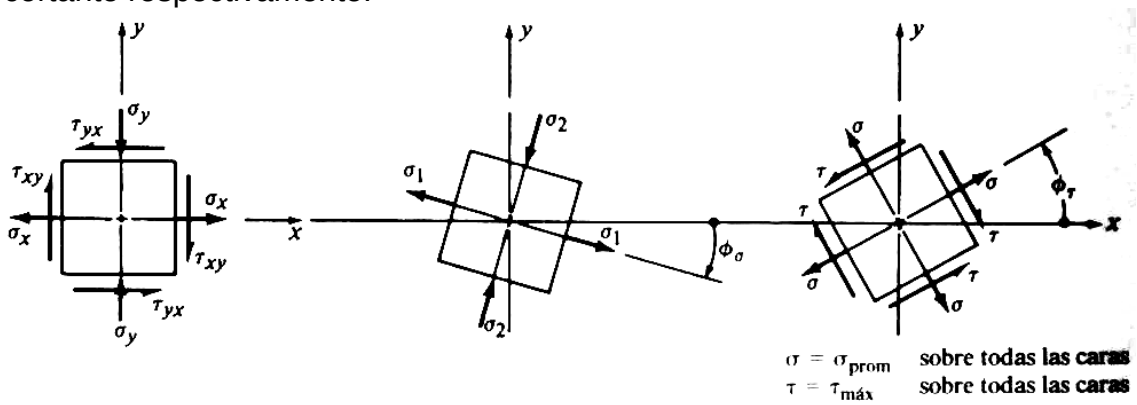
Fuente. : MOTT. Óp. cit., p. 147.

Figura 55. Círculo de *Mohr* completo.



Fuente. : MOTT. Óp. cit., p. 147.

Figura 56. Comparación entre el elemento inicial de esfuerzos, el principal y el cortante respectivamente.



Fuente. MOTT. Óp. cit., p. 148.

Diseño par diferentes tipos de carga[22]. Bien sea en la industria, en el comercio, en el hogar o en cualquier otra instalación, casi con seguridad se podrán observar distintos dispositivos y mecanismos los cuales estarán sometidos a cargas, esfuerzos y demás interacciones de índole física con su entorno. Este tipo de relación con el entorno de cada mecanismo, hace que su

[22] MOTT. Óp. cit., p. 163.

análisis desde el punto de vista de esfuerzos mecánicos se deba hacer con el uso de técnicas diferentes. Las siguientes son las más comunes y asequibles:

- Estática.
- Repetida e invertida.
- Fluctuante.
- Choque o impacto.
- Aleatoria.

Tipos de carga y relación de esfuerzos[23]. Entre los factores más importantes a la hora de analizar los esfuerzos a los que se ve sometida una maquina están la variación de la carga y la variación resultante del esfuerzo a través del tiempo. Estas relaciones se determinan típicamente con los siguientes cuatro factores:

- Esfuerzo máximo $\sigma_{máx}$.
- Esfuerzo mínimo $\sigma_{mín}$.
- Esfuerzo promedio σ_m.
- Esfuerzo alternativo o amplitud del esfuerzo σ_a

Los esfuerzos máximo y mínimo suelen ser conocidos de manera directa mediante los cálculos mencionados con anterioridad. Los esfuerzos medios y alternativos se calculan de la siguiente manera:

$$\sigma_m = (\sigma_{máx} + \sigma_{mín}) / 2$$

$$\sigma_a = (\sigma_{máx} - \sigma_{mín}) / 2$$

Métodos de análisis de diseños[24]. En el anexo C se aprecian los distintos métodos que se pueden aplicar según sea el tipo de aplicación y el material que se estén analizando. Según el autor el método más adecuado es de la

[23] MOTT. Óp. cit., p. 166.
[24] MOTT. Óp. cit., p. 193.

energía de distorsión pero presenta el inconveniente que requiere el paso adicional de calcular los esfuerzos de Von Mises. Este método será el utilizado por el estudiante.

Esfuerzos fluctuantes combinados[25]: El método utilizado para este tipo de esfuerzos es una evolución del método de *Goodman* básico, para este caso se determinan los esfuerzos combinados mediante el círculo de *Mohr*.

Caso I 1[26]: para este método se debe trazar dos círculos de *Mohr* uno para los esfuerzos medios y otro para los esfuerzos alternantes. Del primero se obtiene el esfuerzo cortante medio (τ_m) máx. y del segundo se obtiene el esfuerzo cortante máximo alternativo (τ_a) máx. La ecuación de diseño es la siguiente:

$$\frac{K_t(\tau_a)_{máx}}{s'_{sn}} + \frac{(\tau_m)_{máx}}{s_{su}} = \frac{1}{N}$$

De no disponerse de todos los datos, es correcto tomar a $s'_{sn} = 0.577 s'_n$ y $s'_{su} = 0.75 s_u$

El factor de concentración de esfuerzos K_t es un factor de incremento de carga para mantener el nivel de seguridad en las partes que se analizan y presentan formas irregulares, por tanto se intuye que este factor es uno para ejes de diámetro uniforme.

El esfuerzo cortante alternante máximo $(\tau_a)_{máz}$ y el esfuerzo cortante medio máximo $(\tau_m)_{máz}$.

La resistencia a la fatiga real estimada s'_n es resultado de resolver la siguiente ecuación:

$$s'_n = s_n (C_m)(C_{st})(C_R)(C_s)$$

Para obtener los factores que intervienen en el cálculo de este valor…Véase el anexo D…

Por su parte la resistencia a la tensión (s_u) se debe consultar en tablas según el material bajo estudio.

[25] MOTT. Óp. cit., p. 197.
[26] MOTT. Óp. cit., p. 197.

El factor de diseño *N* puede tener distintas escalas sugeridas por el autor, van de 1.25 hasta 8, preferiblemente en saltos enteros o en su defecto de a medio entero. Este factor de diseño se asimila de la siguiente manera: un valor cercano a 1 se toma para diseños muy bien conocidos, documentados y ampliamente probados, por su parte un factor de diseño superior a 4 se toma para diseños con grandes incertidumbres en lo concerniente a cargas y características del material. Cabe recordar que la intuición indica que lo ideal sería un proyecto con un factor de diseño superior a 3, pero esto redunda en diseños pesados, altamente ineficientes y que adolecen de altos sobre costos.

Caso I 2[27]: cuando el método seleccionado es la energía de distorsión, se debe trazar un círculo de Mohr para los esfuerzos medios y otro para los alternantes y un vez obtenidos estos círculos se procede a calcular los esfuerzos máximo y mínimo. Debido a que este método requiere de los cálculos de los esfuerzos de Von Mises, sus ecuaciones son las siguientes:

$$\sigma'_m = \sqrt{\sigma_{1m}^2 + \sigma_{2m}^2 - \sigma_{1m}\sigma_{2m}}$$

$$\sigma'_a = \sqrt{\sigma_{1a}^2 + \sigma_{2a}^2 - \sigma_{1a}\sigma_{2a}}$$

Por tanto la ecuación de *Goodman* se transforma en:

$$\frac{K_t \sigma'_a}{s'_n} + \frac{\sigma'_m}{s_u} = \frac{1}{N}$$

Con lo anteriormente expuesto, el estudiante considera que se cubren los requerimientos teóricos de los que precisa el proyecto en su etapa de análisis mecánico.

[27] MOTT. Óp. cit., p. 197.

ANEXO B. Automatización.

Autómatas programables industriales[28]. El concepto de autómata programable industrial (API) surge en la década de los 60's, a raíz de proyecto propuesto por la compañía norteamericana *General Motors*, debido a la falta de flexibilidad de los procesos a medida que se pretendían ensamblar los modelos con nuevas actualizaciones. Otro gran precursor de los API fueron las frecuentes averías de los automatismos basados en armarios de relevos. Al mismo tiempo en la empresa *Bedford Associates Inc.*, R.E. Moreley estaba desarrollando un prototipo cuyas especificaciones de diseño coincidían con las de los desarrollos de *GM*. Estas primearas características eran:

- Carácter reutilizable.
- Adaptación al agresivo entorno industrial.
- Lenguaje de programación asequible a los técnicos de autómatas eléctricos.
- Fácil mantenimiento.
- Implementación mediante electrónica estática.

Estas características se mantienen en los API actuales y debido a la alta integración de los circuitos electrónicos existen inclusive mini-autómatas con muchas cualidades adicionales que han permitido su aplicación en los hogares, un ejemplo de ello es la domótica.

Los autómatas programables modernos se pueden clasificar bajo dos criterios, por un lado se encuentran los criterios cuantitativos, como lo son el número de entradas y salidas y la capacidad de memoria entre otros factores, por otra parte se encuentran los factores cualitativos los cuales los separan en gama baja, media y alta. Los primeros ofrecen control de variables discretas, numéricas, aritméticas y de comunicación de carácter elemental. Los autómatas API de gama media y alta disponen además de capacidad para manejar grandes volúmenes de datos al mismo tiempo, cálculo matemático complejo, entradas-salidas inteligentes, varios microprocesadores de aplicación específica, tratamiento de señales, comunicaciones de alta velocidad, etc.

[28] GARCÍA MORENO. Óp. cit., p. 165.

Estructura de un autómata programable industrial[29]. Un API típico se puede dividir de muchas maneras pero la más usada separa el autómata en dos sistemas funcionales principales. La unidad central y los sistemas periféricos. Por su parte la estructura de un API se clasifica en dos grupos, la estructura modular y la estructura compacta.

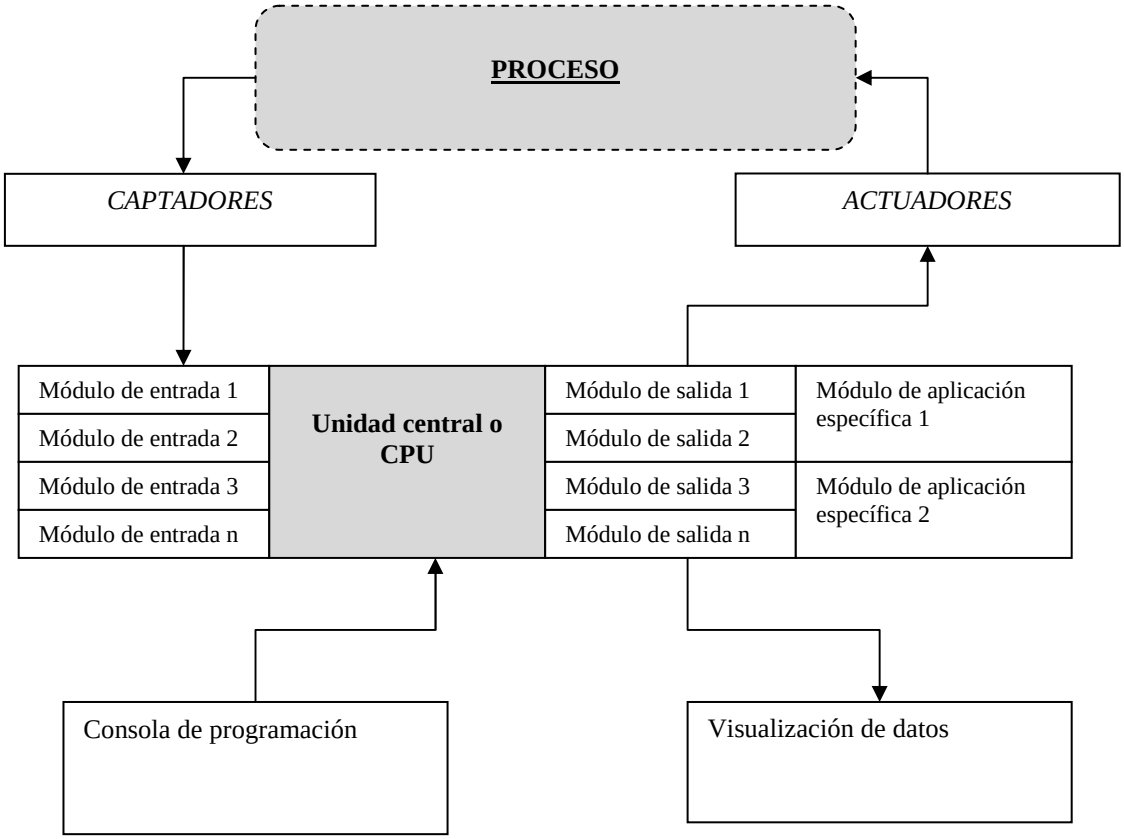
- **Estructura modular**[30]. Esta divide en distintos módulos del API dedicados a cada una de las funcionalidades anteriormente descritas, de tal forma que físicamente existen módulos tanto para la CPU, como para los módulos de entrada-salida, para las comunicaciones y así sucesivamente hasta completar todas las funciones del dispositivo. Este tipo de arquitectura ofrece varias ventajas, por ejemplo permite que un equipo se adapte necesidades particulares de cada aplicación en función de los requerimientos del cliente. Otra ventaja que otorga la arquitectura modular es la posibilidad de operar con averías, es decir, el equipo tiene más posibilidades de seguir operando aun cuando algunos de sus módulos hayan fallado, eso sí según la naturaleza del daño, pero en términos generales tolera mejor las fallas que la arquitectura compacta. Además permite inclusive el reemplazo de módulos averiados en pleno funcionamiento.

- **Estructura compacta**[31]. Dicha estructura está especialmente diseñada para pequeñas aplicaciones con un número reducido y fijo de entradas-salidas, estos son los denominados mini-autómatas, los cuales son equipos de muy reducidas dimensiones y debido al carácter hermético de su carcasa, son muy aplicados en ambientes industriales altamente agresivos.

A continuación se presenta una figura esquemática de un autómata programable típico.

[29] GARCÍA MORENO. Óp. cit., p. 169.
[30] GARCÍA MORENO. Óp. cit., p. 169.
[31] GARCÍA MORENO. Óp. cit., p. 169.

Figura 57. Diagrama esquemático de un API.



Fuente: GARCÍA MORENO. Óp. cit., p. 171.

Niveles de automatización[32]. El nivel de automatización de un proceso viene determinado por factores de tipo económico y tecnológico, por ello se encuentra una oferta muy amplia y variada, dependiendo de los requerimientos y capacidad de pago del cliente.

Nivel elemental[33]. Este se refiere a una maquina sencilla o parte de ella, asignándole vigilancia de tiempos muertos, posicionamiento de piezas y funciones de seguridad.

Para el nivel elemental se tiene tres grados de automatización:

- Vigilancia.
- Guía de operador.

[32] GARCÍA MORENO. Óp. cit., p. 24.
[33] GARCÍA MORENO. Óp. cit., p. 24.

- Mando.

Nivel intermedio[34]. Este se centra en la operación de un conjunto de máquinas elementales o una maquina compleja. Este es el nivel de dominio clásico de la automatización industrial.

Tercer nivel[35]. Este se caracteriza por controlar un proceso completo, e intervienen además del control elemental del proceso, otros aspectos tales como supervisión, optimización, gestión de mantenimiento, control de calidad, seguimiento de la producción. Debido al amplio campo de acción de este nivel se especificaran algunas estructuras de control a este nivel de automatización:

- Control centralizado: la unidad fundamental de este modelo de control está constituido por un computador, una interfaz de proceso y una estación de operador. Este proceso ha permitido realizar aplicaciones de variables de tipo secuencial y continua de manera combinada. Este modelo permite un mejor flujo de información pero si el computador central falla, todo el sistema queda fuera de servicio.

- Control multicapa: es control dividido en niveles desde los más bajos, los cuales están ubicados en el proceso controlando las partes más críticas de este. El nivel superior está compuesto por un computador que supervisa dicho nivel básico y recopila la información que los autómatas le proveen y establece los puntos de consigna para los controladores de este nivel. Además atiende las tareas de optimización de largo alcance. La ventaja de este modelo sobre el anterior radica en que en la eventualidad de una falla del computador central la operación del proceso no se detiene.

- Control jerárquico: este es la evolución del control multicapa incorporando los conceptos de planificación y gestión empresarial y la correspondiente asignación a niveles superiores en la jerarquía de control.

- Control distribuido: este es completamente diferente de los anteriores ya que las tareas no están asignadas por niveles, ahora se asignan por islas o secciones, lo cual ofrece las gran ventaja de presentar robustez ante fallas ya que en el control distribuido existen varias unidades de control dedicadas a las misma tarea, lo cual permite que al momento de fallas o sobrecargas de trabajo

[34] GARCÍA MORENO. Óp. cit., p. 25.
[35] GARCÍA MORENO. Óp. cit., p. 25.

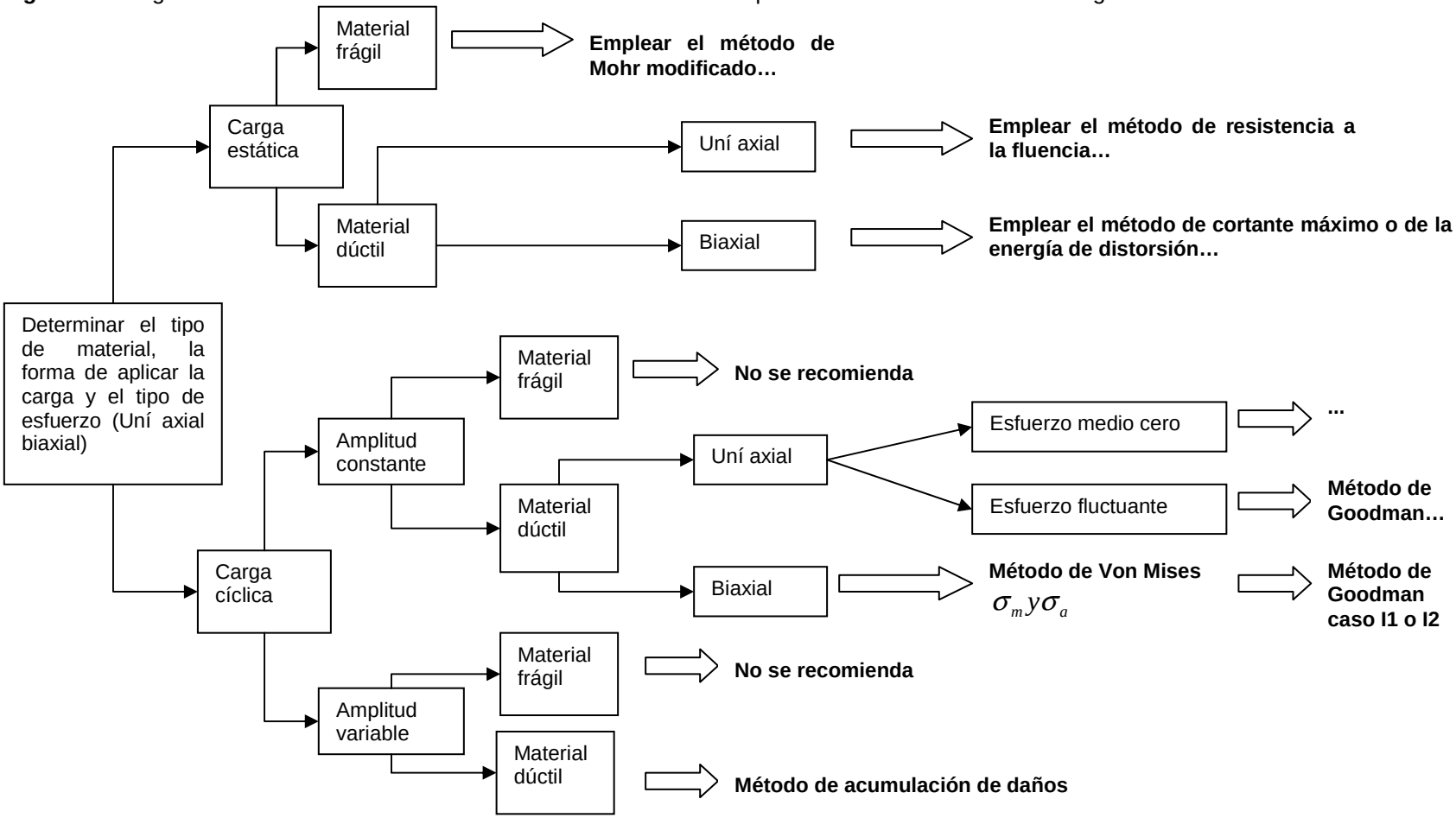
la operación la puedan asumir áreas contiguas a la fallas permitiendo la continuidad de la producción.

Cuarto nivel[36]. Se refiere al concepto de fabricación integrada por computador *CIM* donde se maneja la forma integrada de producción aplicando gestión empresarial, planificación, programación a largo plazo etc. Con este nivel de automatización se busca reducir los niveles de stock y aumentar su rotación además de controlarlos en tiempo real, disminuir los costos directos, reducir los costos de producción, incrementar la producción y por sobre todo permitir una rápida adaptación de la línea a productos nuevos o a las evoluciones de los que ya se estén produciendo.

[36] GARCÍA MORENO. Óp. cit., p. 29.

ANEXO C. Métodos para análisis de esfuerzos.

Figura 58. Diagrama de selección del método de análisis en función del tipo tanto de material como de carga.



Fuente: MOTT. Óp. cit., p. 194.

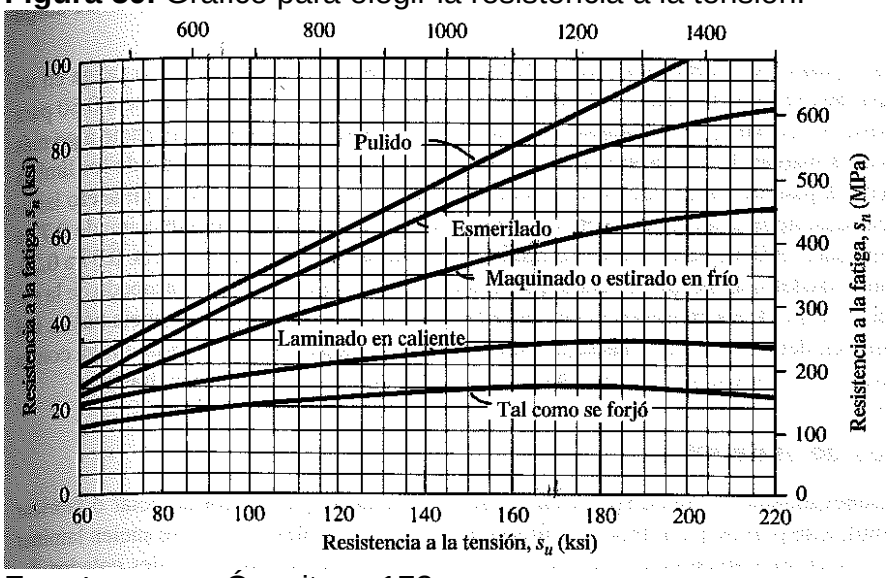
ANEXO D. Calculo de *S'n.*

Procedimiento para estimar la resistencia real a la fatiga S'_n[102]

$$s'_n = s_n(C_m)(C_{st})(C_R)(C_s)$$

s_n es la resistencia a la fatiga modificada, esta se calcula de la siguiente figura:

Figura 59. Grafico para elegir la resistencia a la tensión.



Fuente. MOTT. Óp. cit., p. 173.

Según Mangonon[103] el acero inoxidable AISI 304 es trabajado en frío

C_m es el denominado factor del material, a continuación se listan algunos ejemplos:

Acero forjado:	1.00
Acero colado:	0.80
Acero pulverizado:	0.76

[102] MOTT. Óp. cit. p. 173
[103] MANGONON. Óp. cit. p. 509

Hierro colado maleable: 0.80

Hierro colado gris: 0.70

Hierro colado dúctil: 0.66

C_{st} es el factor de tipo de esfuerzo, que para esfuerzos de flexión es de 1.0 y de 0.8 para tensión axial.

C_R es el factor de confiabilidad deseado en los cálculos, este se obtiene de la siguiente tabla:

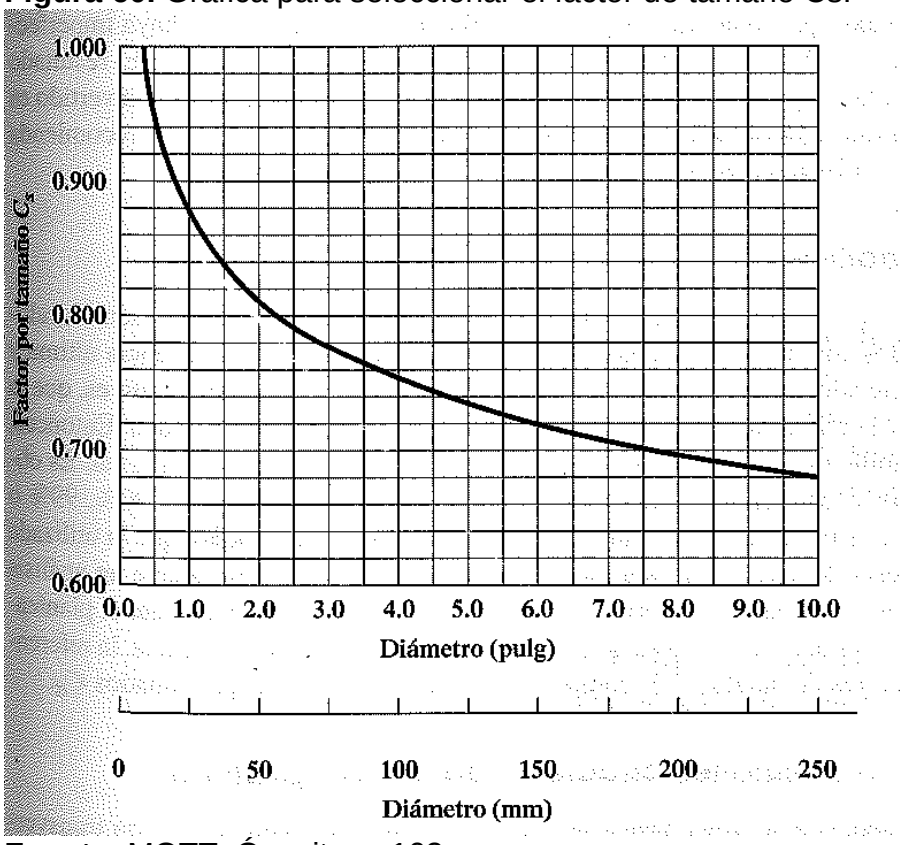
Tabla 1. Factores de C_R.

Confiabilidad deseada	C_R
0.50	1.00
0.90	0.90
0.99	0.81
0.999	0.75

Fuente: MOTT. Óp. cit. p. 175

C_s es el factor de tamaño, para determinarlo se deben usar la figura 53 y la tabla 2.

Figura 60. Grafica para seleccionar el factor de tamaño Cs.



Fuente. MOTT. Óp. cit., p. 103.

Tabla 2. Factores de tamaño.

Unidades del sistema estadounidense tradicional	
Rango de tamaño	Para D en pulgadas
D<=0.30	C_s =1.0
0.30<D<=2.0	C_s =(D/0.3)$^{-0.11}$
2.0<D<=10.0	C_s =0.859-0.02125*D*
Unidades SI	
Rango de tamaño	Para D en mm.
D<=7.62	C_s =1.0
7.62<D<=50	C_s =(D/7.62)$^{-0.11}$
50<D<=250	C_s =0.859-0.000837*D*

Fuente: MOTT. Óp. cit., p. 175.

ANEXO E. Cotización *SEW-EURODRIVE* Colombia.

Figura 61. Cotización *SEW-EURODRIVE* Colombia.

SEW EURODRIVE COLOMBIA LTDA
PARQUE INDUSTRIAL LAS DELICIAS Cra. 7#34 - 341 BODEGA 17
Cali - (Valle) - Colombia
Tel: (572) 444-2093 Fax: (572) 444-2099
www.sew-eurodrive.com.co - sewcali@sew-eurodrive.com.co

SEW EURODRIVE

Cotización **Nuestra Ref.: 1879581 - ZUQT Pág.: 1 de 2**

MEIER BUENO GUSTAVO ADOLFO (58101551)

Para: SR OSCAR HERNAN IZQUIERDO **Fax:** **Telefono:** 4384581
e-mail:
De: Carlos Enrique Gómez Tobón **Depto.:** VENTAS **Telefono:** 0515475050

Vendedor externo: John Idrobo **Motivo de la compra:**

Fecha: 17. Noviembre 2010 **Ref. del cliente:**

Item	Material	Cant.	Descripción	Ctg.	Precio Unit.Neto
01	**SEW**	**1**	**R97 DRS112M4/RS/V**	**ZQ**	**COP 6.316.550**

Número de Serie	58.0187958101.0001.10
Descripción de la unidad	HELICAL GEARED MOTOR
Descripción de catálogo A	R97 DRS112M4/RS/V
Velocidad de Entrada/Salida	1745/15
Par de salida [Nm]	2550
Posición de montaje/IM	M1
Factor de servicio A FB	1,20
Índice reducción total [I]	116,48
Sentido de giro	Derechas / Horario
Protección de la superficie	-
Código de pintura	TOP COAT RAL7031 (BLUE GREY)
Extremo eje salida	60x120 mm
Código/Viscosidad ISO	CLP 220
Cantidad de lubricante [l]	4,600
Potencia Motor (kW)	4
Tipo de servicio S1,S3-S10 [%]	S1
Dimensión caja de bornas	Caja de bornas estándar
Tensión del motor [V]	220/440
Tipo de conexión	Doble estrella / Estrella
Frecuencia del motor [Hz]	60,0
Tipo de protección [IP]	55
Clase de aislamiento	155(F)
Pos.Caja bornas[°]/ EntradCabl	0 (R) / normal
Resistencia de caldeo	0
Tensión ventilación forzada[V]	AC200-500V/50Hz//220-575V/60Hz
Sentido rotación RS bloqueado	izquierda

cont.

Figura 61. (Continuación).

SEW EURODRIVE COLOMBIA LTDA
PARQUE INDUSTRIAL LAS DELICIAS Cra. 7#34 - 341 BODEGA 17
Cali - (Valle) - Colombia
Tel: (572) 444-2093 Fax: (572) 444-2099
www.sew-eurodrive.com.co - sewcali@sew-eurodrive.com.co

Cotización

Nuestra Ref.: 1879581 - ZUQT Pág.: 2 de 2

Item	Material	Cant.	Descripción	Precio Unit.Neto
02	8297037	1	Convert. MCLTEB0040 503-4-00	COP 845.516

Precio total sin impuestos COP 7.162.066

CONDICIONES COMERCIALES

Lugar de facturación:

Calle 22 # 132-60 Bodega 06 Mz B.
Bogotá - Colombia
Tel.: (571)547-5050 Fax: (571)547-5044
www.sew-eurodrive.com.co - ventas@sew-eurodrive.com.co

Condiciones de pago: Al contado
Terminos de entrega: DDP - PLANTA DE CLIENTE
Los precios indicados no incluyen I.V.A.

Validez de la oferta: 30 días.
Plazo de Entrega: 04 dias a partir de la llegada del pedido a SEW, excepto para equipos importados o especiales.
Plazos especiales son posibles mediante consulta.

Demás condiciones conformes a nuestras "Condiciones Generales de Venta" de su conocimiento. En caso de no poseerlas, por favor solicitarlas.

Nota : El plazo de entrega será a partir de la recepción de la orden de compra, sin notas y/o comentarios, con toda la información necesaria como: posición de montaje, potencia (kw), velocidad (rpm) reducción (i),factor de servicio, etc. , cualquier modificación posterior significará comenzar un nuevo plazo de entrega.

Atentamente,

Carlos Enrique Gómez Tobón
Gerente de Ventas

ANEXO F. Características técnicas de la bomba de vacío seleccionada.

Figura 62. Características técnicas de la bomba de vacío seleccionada.

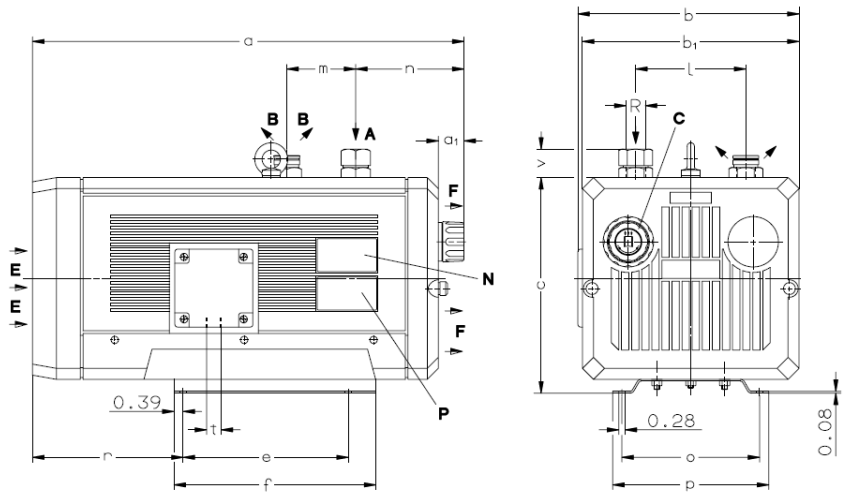
Data

Elmo Rietschle
A Gardner Denver Product

Vacuum pumps | Bombas de vacío | Pompes à vide | Bombas de vácuo

V-VTN

V-VTN 10
V-VTN 15
V-VTN 25
V-VTN 40



[inches]

A	Vacuum connection	Conexión vacío	Raccord du vide	Conexão do vácuo
B	Exhaust	Escape	Refoulement	Exaustão
C	Vacuum regulating valve (Accessories)	Válvula reguladora de vacío (Accesorios)	Valve réglage vide (Accessoires)	Válvula de regulagem do vácuo (Acessórios)
E	Cooling air entry	Entrada aire refrigerante	Entrée air refroidissement	Entrada do ar refrigerante
F	Cooling air exit	Salida aire refrigerante	Sortie air refroidissement	Saída do ar refrigerante
N	Data plate	Placa fecha	Etiquette caractéristique	Placa da data
P	Motor name plate	Placa mod. motor	Etiquette caractérist. moteur	Placa do nome do motor

V-VTN		10	15	25	40
[inches]	a	16.61	18.74	19.96	23.35
	a_1	1.26	1.34	1.34	1.89
	b	8.46	9.53	9.53	10.79
	b_1	7.87	9.29	9.29	10.47
	c	7.87	9.25	9.25	10.24
	e	5.91	7.09	7.09	7.87
	f	7.48	8.66	8.66	9.53
	l	3.70	4.72	4.72	5.91
	m	2.28	2.95	2.95	3.15
	n	5.04	4.88	6.10	7.01
	o	5.51	5.91	5.91	7.48
	p	6.30	6.69	6.69	8.27
	r	5.31	6.46	6.46	7.87
	t	M 20 x 1,5	M 20 x 1,5	M 20 x 1,5	M 20 x 1,5
	v	1.18	1.22	1.22	1.46
	R	3/8" NPT	1/2" NPT	1/2" NPT	3/4" NPT

DA 280

1.1.2010

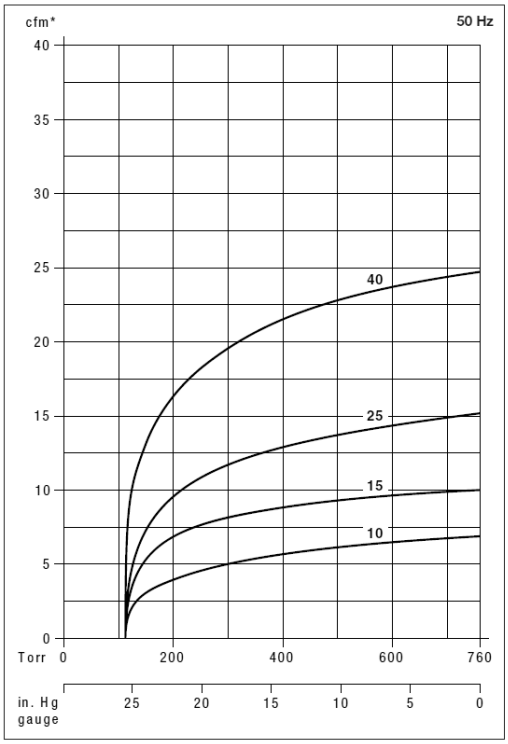
Gardner Denver, Inc.
1800 Gardner Expressway
QUINCY, IL 62305
USA
Phone +1 217 / 222 5400
Fax +1 217 / 221 8780
e-mail:
info@vacuumpumps.com
www.gd-elmorietschle.com

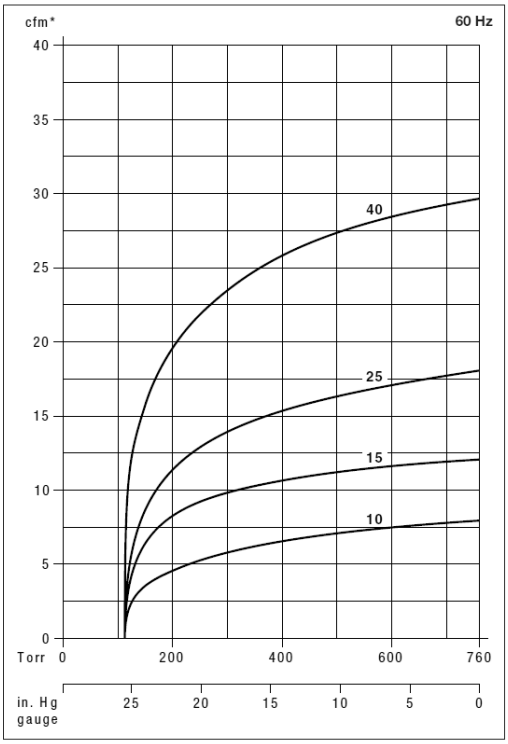
Figura 62. (Continuación).

V-VTN		10	15	25	40
cfm	50 Hz	6.9	10.0	15.2	24.7
	60 Hz	7.9	12.1	18.1	29.7
p		112.5 Torr - 25.5 in. Hg (gauge)			
3~	50 Hz	200-255/346-440V ± 5%			
	60 Hz	200-290/346-500V ± 5%			
1~	50 Hz	230V ± 10%			
	60 Hz	115V ± 10%			-
kw (3~)	50 Hz	0.37	0.55	0.75	1.5
	60 Hz	0.44	0.65	0.90	1.8
kw (1~)	50 Hz	0.37	0.55	0.75	1.5
	60 Hz	0.44	0.65	0.90	-
A (3~)	50 Hz	1.9/1.1	2.7/1.55	3.6/2.1	6.6/3.8
	60 Hz	1.9/1.1	2.9/1.7	4.2/2.4	6.9/4.0
A (1~)	50 Hz	3.2	3.9	5.6	10.0
	60 Hz	6.2	8.5	12.8	-
rpm	50 Hz	1450			
	60 Hz	1740			
dB(A)	50 Hz	60	61	64	67
	60 Hz	61	63	66	69
lbs	3~/1~	42.6 / 45.4	59.1 / 60.0	67.7 / 70.3	103 / 104

ZRV	12 (08)	13 (08)	13 (08)	20 (08)
ZRK / ZSA	12	13	13	20
ZVF 50 Hz / 60 Hz	20 (01)	20 (02)	20 (02)	20 (03) / 32 (01)
ZMS	#	#	#	#

cfm	Capacity	Capacidad	Débit	Capacidade
p	Ultimate vacuum	Vacío final	Pression limite	Limite de vácuo
3~/1~	Motor version	Versión motor	Exécution moteur	Versão do motor
kw	Motor rating	Datos motor	Puissance moteur	Potência do motor
A	Full load amperage	Amperaje de plena carga	Intensité absorbée	Amperagem da carga total
rpm	Speed	Velocidad	Vitesse rotation	Velocidade
dB(A)	Average noise level	Nivel de ruido medio	Niveau sonore moyen	Nível médio de ruído
lbs	Weight	Peso	Poids	Peso
	Accessories	Accesorios	Accessoires	Acessórios
ZRV	Vacuum regulating valve	Válvula reguladora de vacío	Valve réglage vide	Válvula de regulagem do vácuo
ZRK	Non return valve	Válvula retención	Clapet anti-retour	Válvula sem retorno
ZSA	Hose connection	Conexión manguera	Raccord tuyau	Conexão da mangueira
ZVF	Vacuum tight suction filter	Filtro succión hermético	Filtre d'aspiration étanche	Filtro de sucção à prova de vácuo
ZMS	Motor starter	Arranque motor	Disjoncteur moteur	Arranque do motor





* Relates to pump inlet conditions./ se refiere a las condiciones de entrada de la bomba./ relatif à l'état règnant à l'aspiration./ refere-se a condições de entrada da bomba.
Curves and tables refer to vacuum pump at normal operating temperature./ Las curvas y las tablas se refieran a la bomba de vacío a la temperatura normal de operación./ Les courbes et tableaux sont établies, pompe à température de fonctionnement./ As curvas e tabelas referem-se à bomba a vácuo a temperatura normal de operação.
Technical information is subject to change without notice!/ La información técnica está sujeta a cambios sin previo aviso!/ Sous réserve de modification technique./ A informação técnica está sujeita a mudança sem aviso prévio!

on request # on pedido # sur demande # a pedido

2.10 / indd4

ANEXO G. Cotización para el *PLC ALLEN BRADLEY.*

Figura 63. Cotización para el *PLC ALLEN BRADLEY.*

MELEXA

5

Sres. Salsamantaria Sajonia
Atn. Oscar Izquierdo
Ref.:
Fax:

Fecha: 17-nov-10
Responsable: Fernando Hernández
e-mail: fhernandez@melexa.com
Teléfono: (57-2) 680 6300
Fax: (57-2) 680 6300
Ciudad: Cali
Elaborado por: Fernando Hernández
Cotización Nro.: ME-RA-35639

De acuerdo a su amable solicitud estamos enviando nuestra cotización de equipos Allen Bradley

Item	*Nro. Cat.*	*Cant.*	*Descripción*	*P/Unit.*	*P/Total*	*Entrega*
1	1761-L32AWA	1	MICROLOGIX 1000, (20) ED 110VCA, (12) SD R, 120/240VCA	$505,92	$505,92	2 DIAS
2	2711-M3A19L1	1	PanelView 300 Micro, RS-232 (DH-485) Communication Port (8-pin mini-DIN) , PanelView 300 and 300 Micro terminals are 24V dc only.	$358,00	$358,00	5-6 SEMANAS
3	2711-ND3	1	PanelBuilder32 Configuration Software for the PanelView Terminals (English)	$331,00	$331,00	5-6 SEMANAS
4	1761-CBL-PM02	1	CABLE DE DB9 DE PC A MICROLOGIX O AIC+, PUERTO 2(MINIDIN8)	$59,61	$59,61	2 DIAS
5	1761-HHP-B30	1	PROGRAMADOR DE MANO PARA MICROLOGIX	$271,56	$271,56	5-6 SEMANAS
6	1761-CBL-HM02	1	CABLE MICROLOGIX CON HHT,AIC+ Y DNI, MINI DIN8 / MINI DIN8	$60,45	$60,45	2 DIAS

Por favor mencionar el número de esta cotización en su orden de compra:

SUBTOTAL	$1.586,54
IVA	253,85
TOTAL	1.840,39

Condiciones de Venta:

Validez Oferta	30 días calendario
Forma de Pago	60 DIAS
Tiempo de Entrega	Salvo venta previa
Condición de Precios	DDP
Impuestos	Los precios por ítem no incluyen IVA
Moneda	Dólares Americanos liquidados en pesos colombianos a la TRM fecha factura
Garantía	1 año contra defectos de fabricación
Términos Generales	Aplican nuestras condiciones generales de venta
Orden de Compra	A nombre de MELEXA S. A.

No retener, somos autorretenedores según resolución 7774 del 8 de agosto de 2002 y grandes contribuyentes según resolución 2509 del 3 de diciembre de 1993

PROGRAMACION DE CURSOS Rockwell Automation octubre de 2010

CCP170 / CCP164 Ethernet/IP, ControlNet & DeviceNet Configuration — **Octubre 4, Bogotá**
CCP143 RSLogix 5000 Project Development — **Octubre 11, Cali**
CCV204 FactoryTalk View ME & PanelView Plus Programming — **Octubre 19, Bogotá**
CCP152 / CCP154 RSLogix 5000 FBD, ST & SFC Programming — **Octubre 25, Bogotá**

CUPO LIMITADO - INSCRIBASE AL 316 523 1103
Lo invitamos a conocer mayor información en: www.melexa.com

Rockwell Automation
Distribuidor Autorizado
Allen-Bradley · Rockwell Software

NO DESECHE SUS EQUIPOS DAÑADOS DE ROCKWELL
SOLICITE UN SERVICIO ÚNICO EN EL MERCADO
Remanufactura e Intercambio en Avance

- Módulos totalmente probados
- Procedimientos y especificaciones de la más alta calidad.
- Completa confiabilidad.
- Entrega rápida

PARA REMANUFACTURAR SUS EQUIPOS
COMUNIQUESE AL (571) 247 5153 BOGOTÁ

ING. FERNANDO HERNÁNDEZ
ASESOR DE CUENTAS INDUSTRIALES

ING. LUIS A. MONTOYA
ESPECIALISTA DE PRODUCTO AUTOMATIZACIÓN

Fuente. MELAXA, S.A. Contáctenos (Link) [En línea]. 2010. [Consultado el 10 de noviembre de 2010]. Cali (Colombia). Disponible en internet: http://www.melexa.com/

ANEXO H. Precios para el micro controlador, fuente y la pantalla SIEMENS.

Figura 64. Precios para el micro controlador y la pantalla SIEMENS.

NUEVA GENERACIÓN DE MICROCONTROLADORES SIMATIC S7-1200

www.siemens.com/s7-1200

Feb.1/2010

Detectores de proximidad y microautomatización

5/11

No. de Depósito	Descripción		Precio Lista Unit. - Col. $(*)
			
	Micro Automatización		
	SIMATIC S7-1200 Unidades Centrales CPU's		
Nuevo 5208249	6ES7212-1AD30-0XB0	CPU 1212C, CPU compacta DC/ DC I/ O: 8 DI 24V dc; 6 DO 24 V dc; 2 AI 0 - 10V dc ò 0 - 20mA, alimentación: 20, 4 - 28, 8 V DC, Memoria de programa/ datos 25 KB	1.225.000
Nuevo 5208250	6ES7212-1BD30-0XB0	CPU 1212C, CPU compacta, AC/ DC/ RELE, I/ O: 8 DI 24V dc; 6 DO rele 0, 5A; 2 AI 0 - 10Vdc ó 0 - 20mA, alimentación: 85 - 264 V AC @ 47 - 63 HZ, memoria de programa / datos 25 KB	1.225.000
Nuevo 5208251	6ES7212-1BD30-4YB0	STARTER KIT: Incluye: CPU 1212C AC/ DC/ RLY, simulador de entradas, STEP7 básico en CD, manual en CD material de información SYSTAINER y destornillador.	2.255.000
	Paneles [2]		
Nuevo 5209573	6AV6 647-0AA11-3AX0	SIMATIC KTP400 BASIC mono PN display 3,8", interfaz Ethernet configurable con Step 7 Basic. Grado de protección en el frente IP65, NEMA 4, NEMA 4x, NEMA 12 (montado).	1.383.000

Notas: [1] Suministro de importación bajo pedido.
[2] Todos los Basic Panels con puerto PN se pueden conectar al S7-1200

El Precio Lista no incluye IVA vigente - Precios sujetos a cambio sin previo aviso

Siemens S.A. - Colombia

Fuente. ASO INGENIERÍA. Productos eléctricos industriales. Documento pdf. 2010. Sección 5/11. [En línea]. Bogotá (Colombia). [Consultado el 25 de septiembre de 2010]. Disponible en internet: http://asoingenieria.com/documentos/Productos%20electricos%20industriales.pdf

Figura 65. Precio para la fuente *SITOP SIEMENS DE* 2.5 A. *(Sin IVA).*

Detectores de proximidad y microautomatización

5/2

FUENTES DE ALIMENTACIÓN
SITOP
www.siemens.com/sitop

Feb.1/2010

No. de Depósito	Descripción				Precio Lista Unit. - Col. $(*)
	Fuentes de alimentación robustas desde 2.5A hasta 40A para aplicaciones exigentes **Sitop Modular** Fuente de alimentación modular, robusta, en caja metálica, instalación sobre riel DIN, y que permite ampliarse con los módulos especializados de Sitop (redundancia y otras funcionalidades). Aplicaciones de 5-40 A, rendimiento de hasta 93% Aislamiento galvánico primario/secundario según EN60950 y EN50178 clase I, ensayo por TÜV, CE, Homologación UL				
	Referencia	Voltaje	Corriente	Descripción	
5027489	6EP1 332-2BA10	24 V	2,5 A	SITOP SMART : Entrada 120/230 V AC Monofásica, comp. Estática a variación de: red 0,1%, de Carga 0,5%, posibilidad de conex. En paralelo para aumento de potencia hasta 2 unidades max, IP20, Dimensiones 3,2 x 12,5 x 12, 5 cm, Caja Plástica ;	754.000

Fuente. Ibíd. Sección 5/2.

ANEXO I. Características técnicas y precio del variador *SIEMENS.*

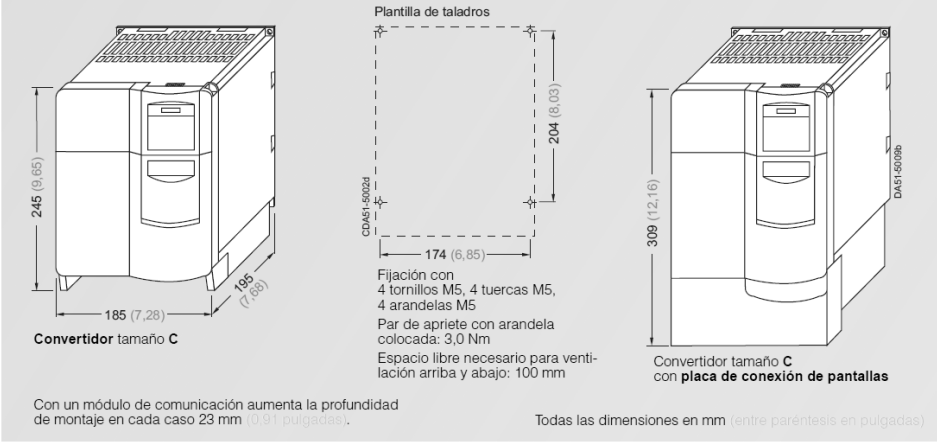
Figura 66. Características técnicas del variador *MICROMASTER 6SE*.

MICROMASTER 420

Datos para selección y pedidos

Convertidores MICROMASTER 420

Potencia kW	Potencia hp	Corriente de entrada asignada [1] A	Corriente asignada de salida A	Tamaño constructivo (FS)	Referencia MICROMASTER 420 sin filtro	Referencia MICROMASTER 420 con filtro integrado clase A [2]
Tensión de red 3 AC 200 V a 240 V						
0,12	0,16	0,6	0,9	A	**6SE6420-2UC11-2AA0**	–
0,25	0,33	1,1	1,7	A	**6SE6420-2UC12-5AA0**	–
0,37	0,50	1,6	2,3	A	**6SE6420-2UC13-7AA0**	–
0,55	0,75	2,1	3,0	A	**6SE6420-2UC15-5AA0**	–
0,75	1,0	2,9	3,9	A	**6SE6420-2UC17-5AA0**	–
1,1	1,5	4,1	5,5	B	**6SE6420-2UC21-1BA0**	–
1,5	2,0	5,6	7,4	B	**6SE6420-2UC21-5BA0**	–
2,2	3,0	7,6	10,4	B	**6SE6420-2UC22-2BA0**	–
3,0	4,0	10,5	13,6	C	**6SE6420-2UC23-0CA0**	**6SE6420-2AC23-0CA0**
4,0	5,0	13,1	17,5	C	**6SE6420-2UC24-0CA0**	**6SE6420-2AC24-0CA0**
5,5	7,5	17,5	22,0	C	**6SE6420-2UC25-5CA0**	**6SE6420-2AC25-5CA0**



2/16 Siemens DA 51.2 · 2002

Fuente. SIEMENS AG, Austral Andina. Convertidores de frecuencia MICROMASTER 410/420/430/440, 0.12 hasta 250 kW. 2002-2010. Catalogo DA51.2.2002.pdf. [En línea]. Sección 2/7 y 2/16. Disponible en internet: http://www.siemens.com.co/...Andina/.../get_download_Framework_1_1.aspx?..

Figura 67. Precio del variador *MICROMASTER 6SE* 2010. *(Sin IVA)*

VARIADORES ELECTRÓNICOS DE VELOCIDAD MM4, 220V

Para motores trifásicos de corriente alterna.
Serie con más potencias, más rendimiento y para mayor cantidad de aplicaciones.
Fácilmente integrables a redes de comunicación PROFIBUS.

Proteja su variador con supresor de picos

Feb. 1/2010

No. de Depósito	Descripción	Precio Lista Unit. - Col. $(*)

Especificaciones técnicas

Serie 6SE64 Micromáster 420 / 440

Tensión de Alimentación	2AC/3AC 200-240 V +/- 10% 3AC 380-480 V +/- 10%
Frecuencia de Salida	0-650 Hz, resolución 0.01 Hz
Tipo de Protección	IP20
Temperatura de Operación	Máxima 50 °C
Factor de Sobrecarga	150% durante 60 seg. (MM420 y MM440) 200% durante 3 seg. (MM440)
Par constante	Cargas de torque constante, Ejemplo: bandas transportadoras
Par cuadrático	Cargas de torque cuadrático, Ejemplo: bombas, ventiladores

	Entradas/Salidas Digitales	Entradas/Salidas Análogas
Básico	4/1	1/1
Vector	7/3	2/2

El suministro incluye el Panel Operador Básico BOP.
El equipo vectorial incluye choper de frenado para equipos menores a 100HP / FSA - FSF

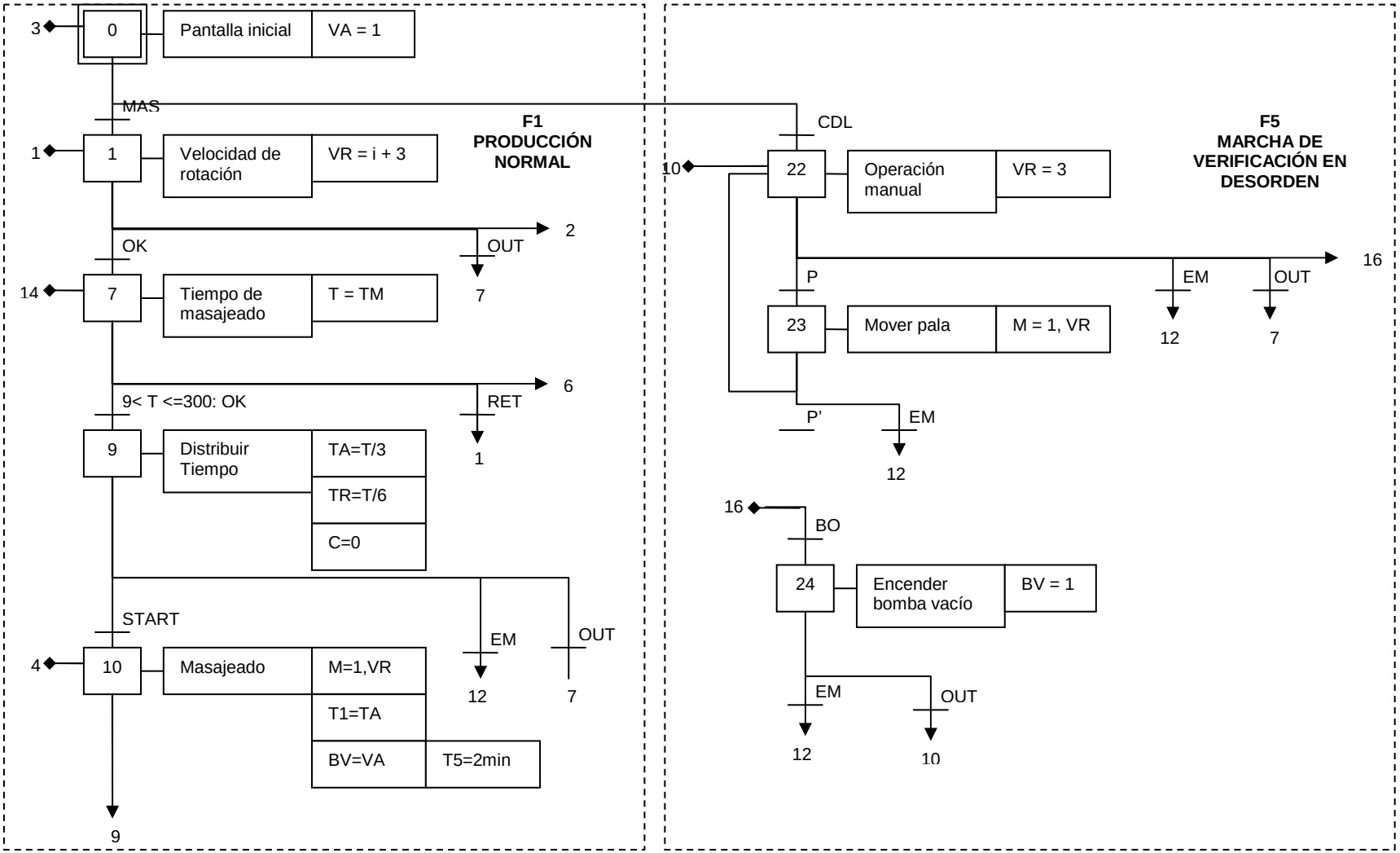
Equipos para tensión de conexión 220V

	Tipo	Pot. del motor (HP)[1)] Par Constante	Pot. del motor (HP)[1)] Par Cuadrático	Corriente de Entrada (A) Par cons. 2AC / 3AC	Corriente de Entrada (A) Par cuad.	Corriente de Salida (A) Par Constante	Corriente de Salida (A) Par Cuadrático	
	Serie Básico MM420							
5026741	6SE6420-2UC13-7AA1	1/2		4.6 / 2.7		2.3		1.003.800
5026742	6SE6420-2UC17-5AA1	1		8.2 / 4.7		3.9		1.103.500
5026743	6SE6420-2UC21-5BA1	2		14.4 / 8.3		7.4		1.400.300
5026744	6SE6420-2UC22-2BA1	3		20.2 / 11.7		10.4		1.672.700
5026745	6SE6420-2UC23-0CA1	4		35.5 / 15.6		13.6		2.120.000
5026746	6SE6420-2UC24-0CA1	5		- / 19.7		17.5		2.504.800
5065663	6SE6420-2UC25-5CA1	7.5		- / 26.5		22.0		3.349.600

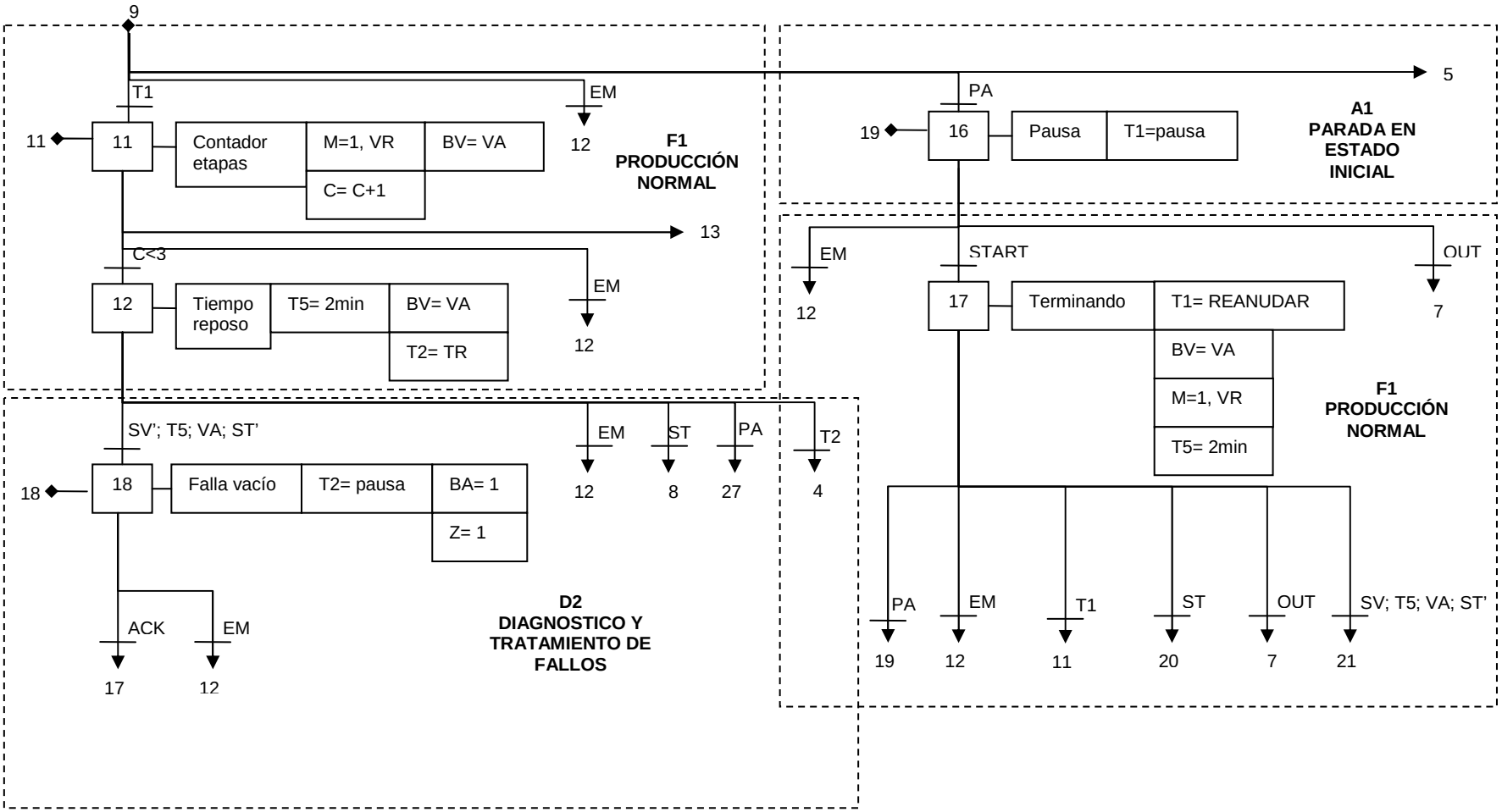
Fuente. ASO INGENIERÍA. Óp. cit. Sección 5/2.

ANEXO J. *Grafcet* para *PLC.*

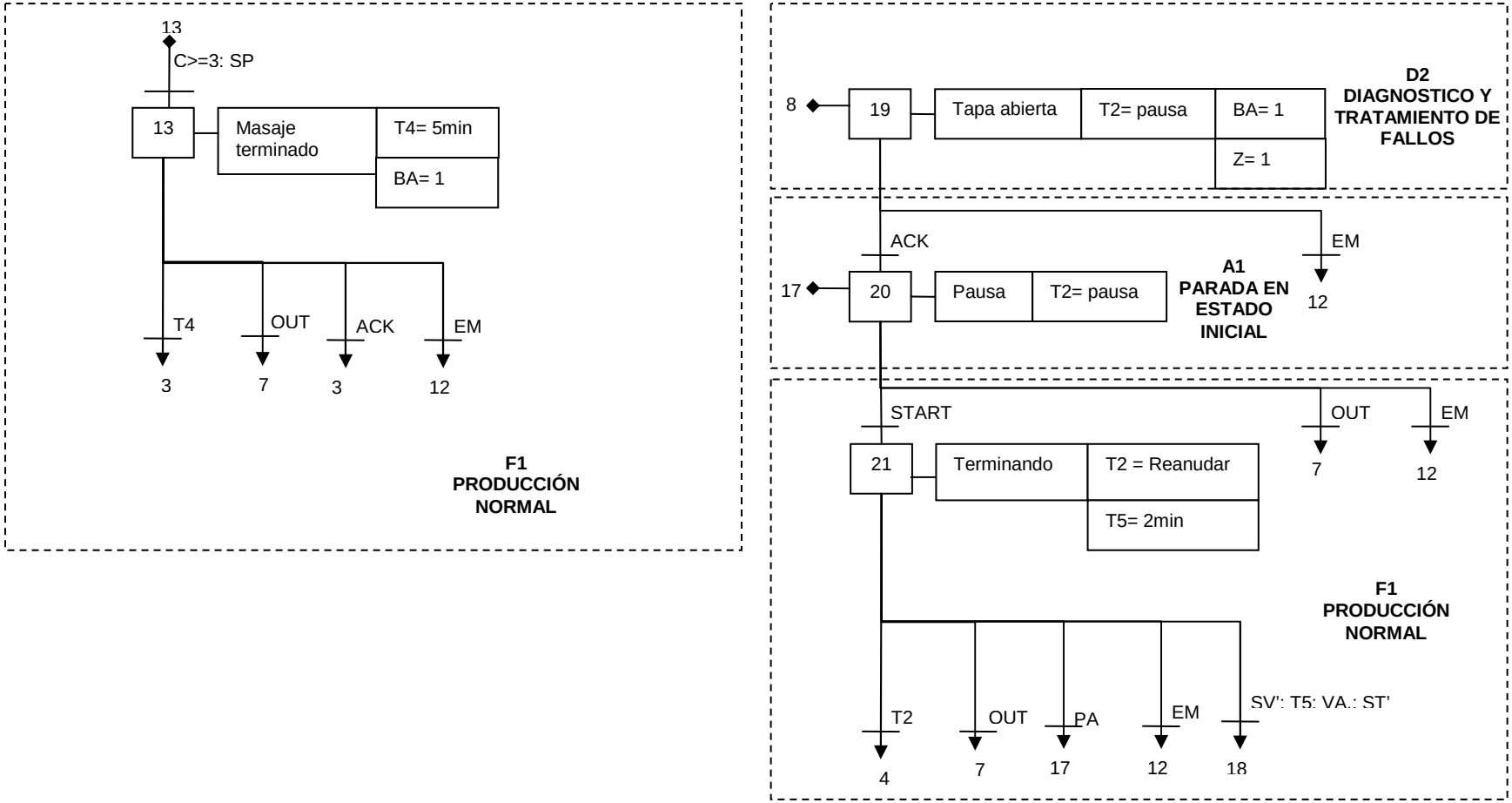
Grafcet para *PLC*, parte 1.



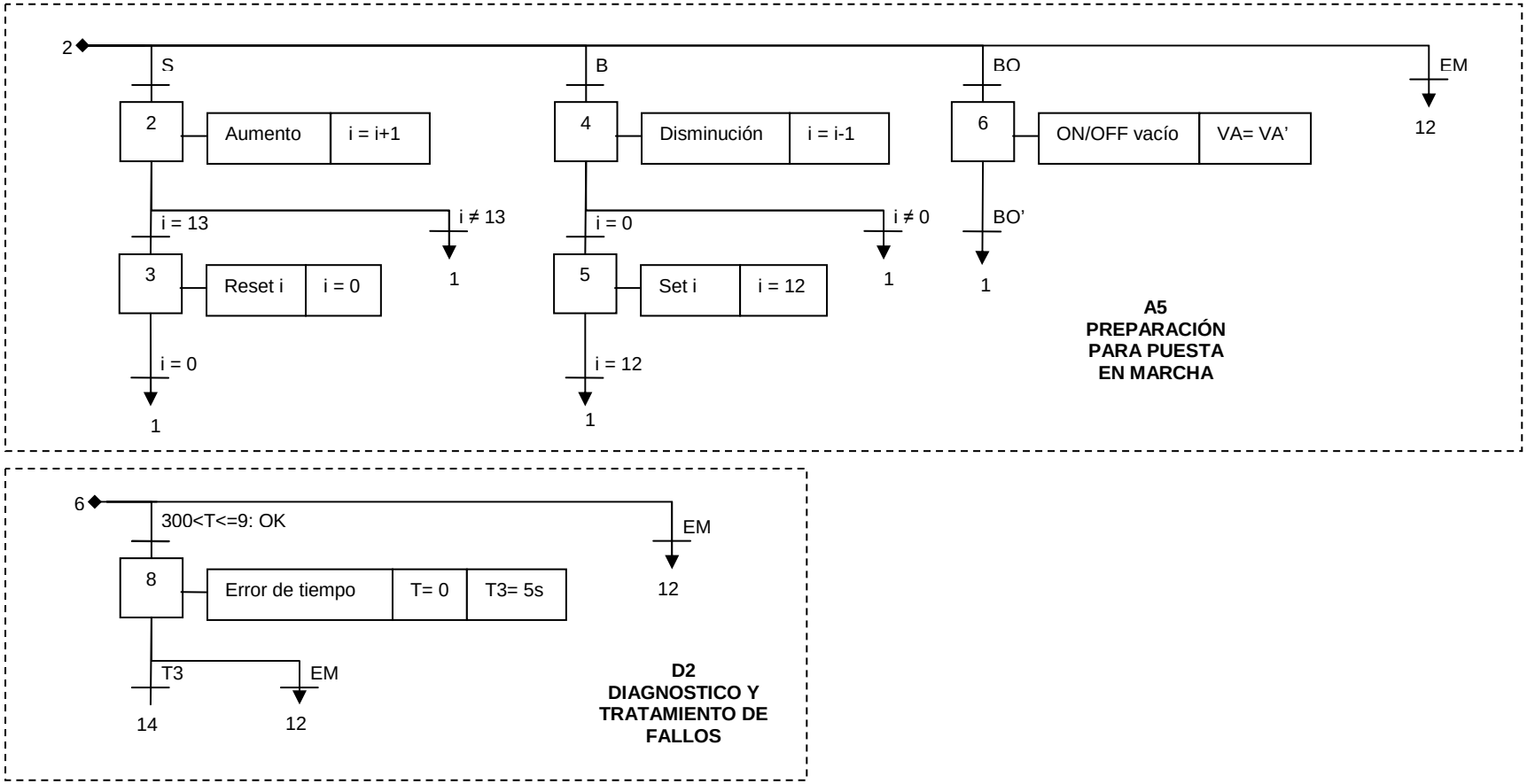
Grafcet para *PLC*, parte 2.



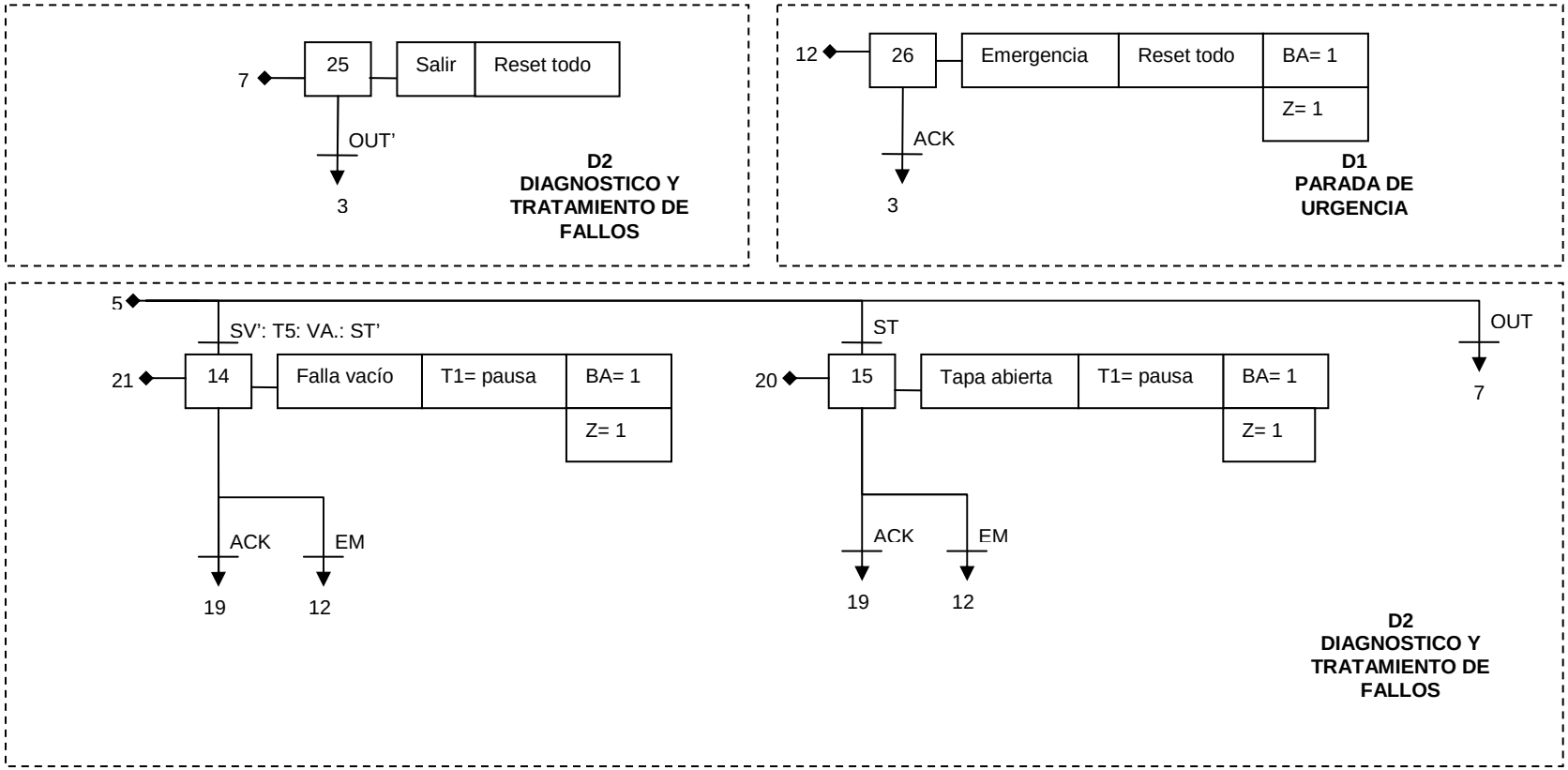
Grafcet para *PLC*, parte 3.



Grafcet para *PLC*, parte 4.



Grafcet para *PLC*, parte 5.



Las variables usadas en el *grafcet* son las siguientes:

Cuadro 13. Descripción de las variables usadas en el *grafcet.*

VARIABLE	DESCRIPCIÓN	ORIGEN
MAS	masajeado	teclado
CDL	manual	teclado
S	subir velocidad	teclado
B	bajar velocidad	teclado
EM	emergencia	entrada digital
OUT	salir del menú actual	teclado
BO	activación bomba vacío	teclado
va	on/off vacío	variable interna
tm	tiempo de masajeado	teclado
vr	velocidad de rotación	variable interna
t	variable auxiliar para tm	variable interna
i	incremento de velocidad	variable interna
ok	ingreso de valores	teclado
p	mover pala (manual)	teclado
m	motor (1=on 0=off)	variable interna
bv	bomba de vacío	salida digital
sv	sensor de vacío	entrada digital
st	sensor de tapa	entrada digital
sp	sensor de pala	entrada digital
start	inicio de operación	teclado
t1	temp. Masajeado	temporizador
t2	temp. Reposo	temporizador
t3	temp. Error tiempo	temporizador
t4	temp. Masaje terminado	temporizador
t5	temp. Control de vacío	temporizador
pa	pausa	teclado
ta	tiempo activo	
tr	tiempo de reposo	variable interna
ba	baliza	salida
z	Zumbador	salida digital

Por su parte la explicación del programa es la siguiente:

- Estado 0: Pantalla inicial, se despliegan las opciones de operación manual, automática.

- Estado 1: Pantalla en la que se puede seleccionar la velocidad de rotación de la pala de mezclado mediante los botones de izquierda y derecha, al igual que la activación o desactivación de la bomba de vacío, se dispone de botón de emergencia y salida y retroceso.

- Estado 2: Pantalla del estado 1. Aumento de la velocidad de rotación.

- Estado 3: Pantalla del estado 1. Reinicio de la variable de velocidad.

- Estado 4: Pantalla del estado 1. Reducción de la variable de velocidad.

- Estado 5: Pantalla del estado 1. Fijación de la variable de velocidad en 12.

- Estado 6: Pantalla del estado 1. Activación/desactivación de la bomba de vacío.

- Estado 7: Pantalla de selección de tiempo de masajeado. En esta pantalla se puede elegir el tiempo de masaje o retroceder de menú.

- Estado 8: Pantalla de error. Se despliega un mensaje por 5 segundos indicando que el tiempo de masaje esta fuera de rango. Igual se cuenta con ACK y emergencia.

-

- Estado 9: Estado de proceso interno, se mantiene la pantalla del estado 7, se cuenta con botón de emergencia y botón de abandono del menú.

- Estado 10: Estado de masaje automático, se despliega en pantalla un estado de reposo indicando el tiempo de masajeado, se cuenta con botón de pausa, emergencia y abandono del proceso.

- Estado 11. Estado de conteo de etapas, se mantiene la pantalla del estado 10, se cuenta con botón de emergencia.

- Estado 12: Estado de reposo. Estado de proceso automático que le permite que al carne “descansar” durante un tiempo igual a 1/6 del tiempo de masaje seleccionado por el operario al principio del proceso. La pantalla despliega el tiempo restante de operación, además se cuenta con botón de pausa, emergencia y salida del proceso.

- Estado 13: Estado de aviso, pantalla de terminación. En este estado se informa al operario durante 5 minutos mediante la baliza que el proceso de

masajeado automático ha culminado exitosamente, después de los 5 minutos el sistema pasa al estado de reposo, se cuenta adicionalmente con botón de emergencia, ACK y abandono de proceso.
35

- Estado 14: Falla de vacío durante el proceso de masajeado automático. Se despliega en pantalla el mensaje de error por falta de vacío, se activa la baliza y el zumbador hasta tanto no sea atendida mediante ACK, o se active el botón de emergencia.

- Estado 15: Fallo por apertura de tapa durante el proceso de masajeado automático. Se despliega en pantalla el mensaje de error por tapa abierta, se activa la baliza y el zumbador hasta tanto no sea atendida mediante ACK, o se active el botón de emergencia.

- Estado 16: Estado de pausa durante el proceso de masajeado automático. En este estado se suspenden todos los procesos y se aguarda la orden de re arranque, emergencia o abandono del proceso. En pantalla se despliega el estado de pausa.

- Estado 17: Proceso de terminación de la actividad interrumpida durante el estado 16, los contadores y temporizadores se reanudan en el estado que quedaron al entrar en el estado 16, se cuenta con botón de abandono, emergencia, nuevamente pausa.

- Estado 18: Falla de vacío durante el proceso de reposo automático. Se despliega en pantalla el mensaje de error por falta de vacío, se activa la baliza y el zumbador hasta tanto no sea atendida mediante ACK, o se active el botón de emergencia.

- Estado 19: Fallo por apertura de tapa durante el proceso de reposo automático. Se despliega en pantalla el mensaje de error por tapa abierta, se activa la baliza y el zumbador hasta tanto no sea atendida mediante ACK, o se active el botón de emergencia.

- Estado 20: Estado de pausa durante el proceso de reposo automático. En este estado se suspenden todos los procesos y se aguarda la orden de re arranque, emergencia o abandono del proceso. En pantalla se despliega el estado de pausa.

- Estado 21: Proceso de terminación de la actividad interrumpida durante el estado 16, los contadores y temporizadores se reanudan en el estado que quedaron al entrar en el estado 20, se cuenta con botón de abandono, emergencia, nuevamente pausa.

- Estado 22: Proceso de operación manual, en este estado es posible activar el moto-reductor (Solo a 3 rpm) y la bomba de vacío con la tapa del contenedor abierta, esto con el fin de permitir el proceso de cargue, descargue y lavado. Cabe mencionar que los cuidados delos operarios debe ser extremo

en esta etapa, de hecho en las recomendaciones se ha ce hincapié en el hecho que este proceso debe hacerse entre 2 personas como mínimo. En este estado se dispone de botón de emergencia, abandono de proceso, activación de la bomba de vacío y activación del moto-reductor.

- Estado 23: Activación del moto-reductor. En este estado se mueve la pala de mezclado a 3 rpm de forma manual, en la pantalla debe aparecer un aviso de precaución. Se dispone de botón de emergencia, el proceso se detiene con soltar el botón de activación del reductor.

- Estado 24: Estado de encendido de la bomba de vacío de forma manual, en este estado funciona aun con la tapa principal abierta, se cuenta con botón de emergencia y botón de detención, representado por OUT.

- Estado 25: Estado transitorio. Se activa al pulsar el botón OUT, este estado “resetea” todas las variables de proceso, salvo algunos casos en estados específicos.

- Estado 26: Estado de emergencia. Se despliega un mensaje en pantalla indicando el estado, se activan la baliza y el zumbador, se “resetean” todos las variables sin excepción y solo se desactiva con ACK.

Nota: El estudiante considera importante señalar que los 2 estados de pausa, los 2 estados de falla de vacío y los 2 estados de tapa abierta se pueden condensar en uno de cada uno, esto deberá probarse en el proceso de puesta en marcha.

ANEXO K. Planos del equipo e identificación de componentes.

Figura 68. Plano del contenedor de mezclado, vista izquierda.

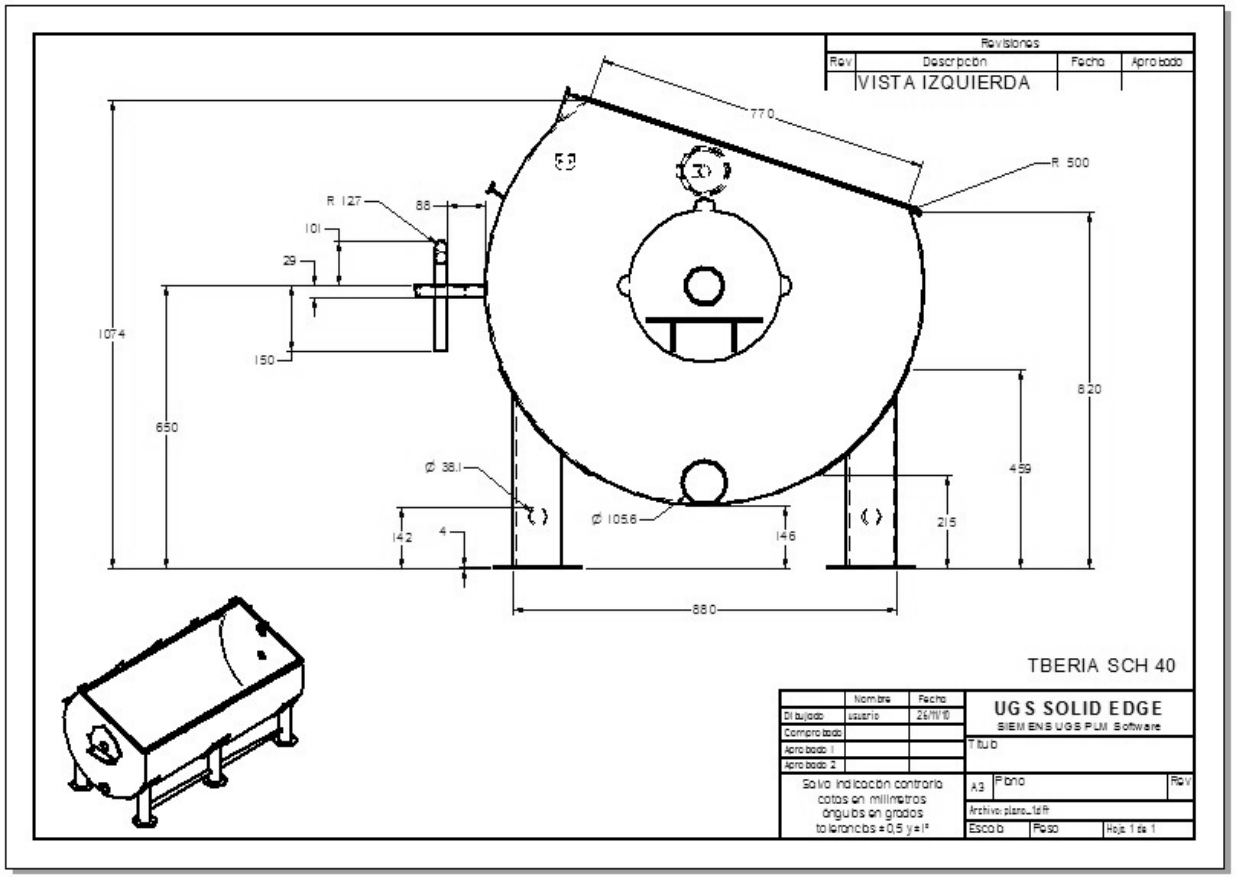


Figura 69. Plano del contenedor de mezclado, vista izquierda, detalle 1.

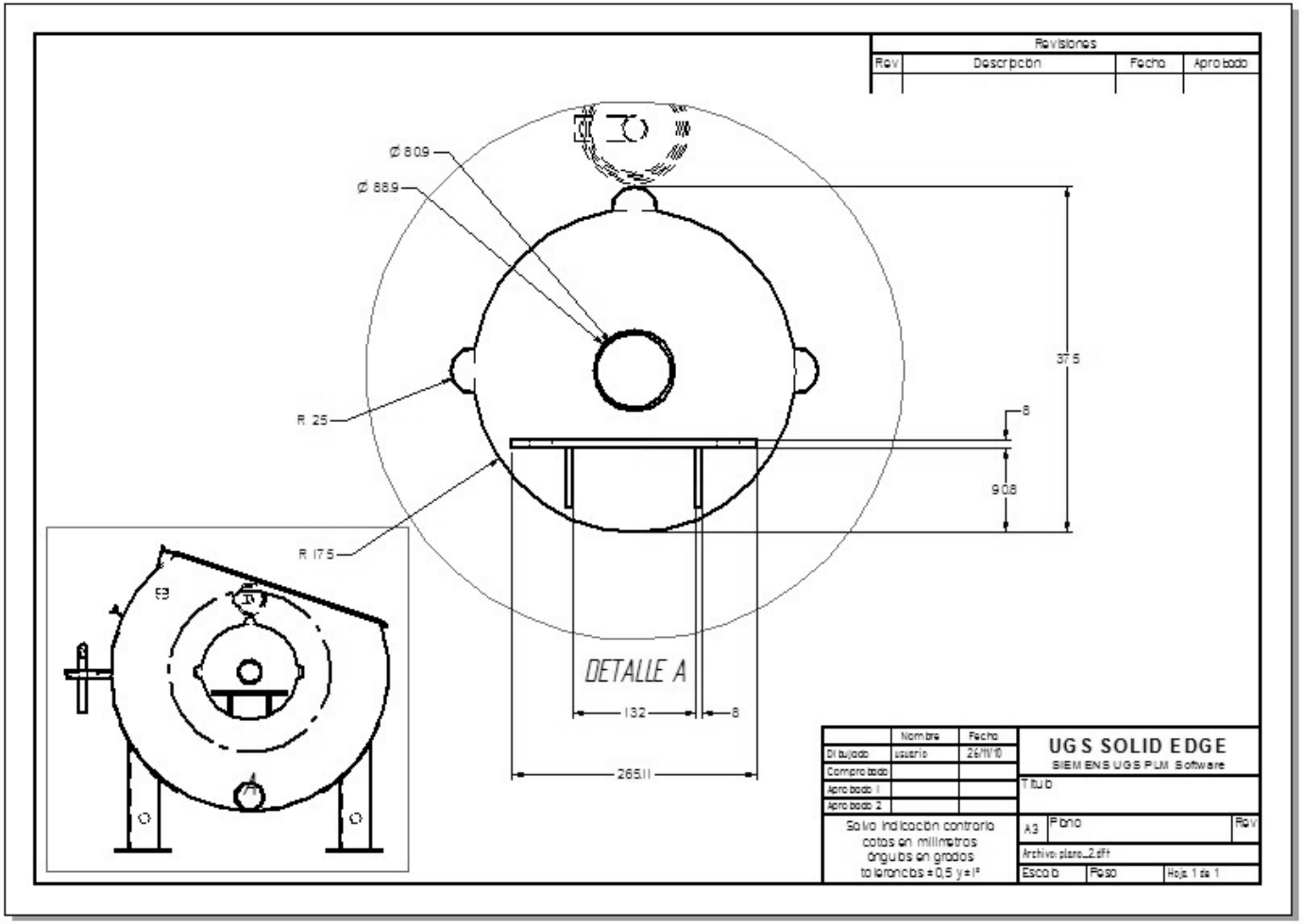


Figura 70. Plano del contenedor de mezclado, vista izquierda, detalle 2.

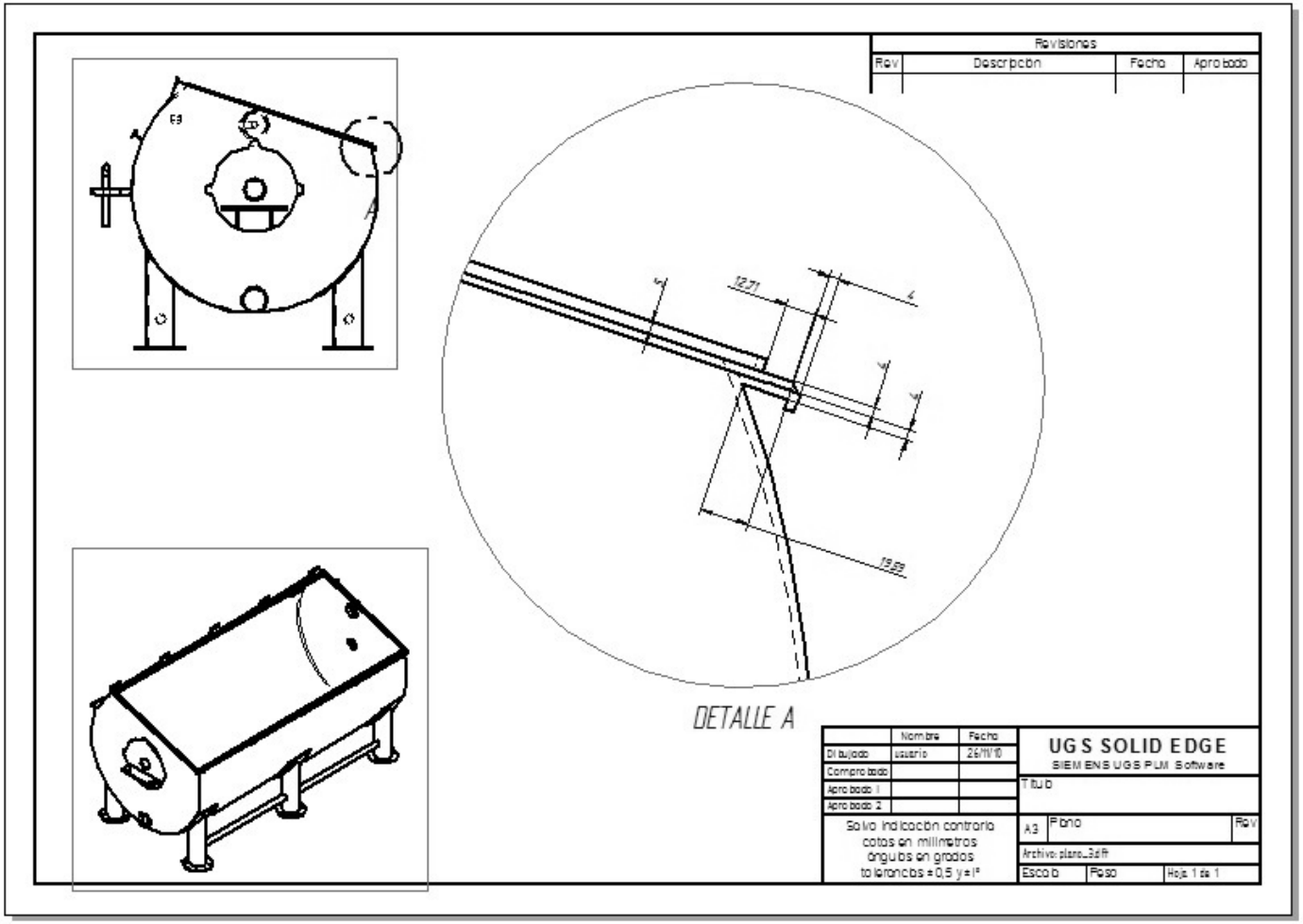


Figura 71. Plano del contenedor de mezclado, vista izquierda, detalle 3.

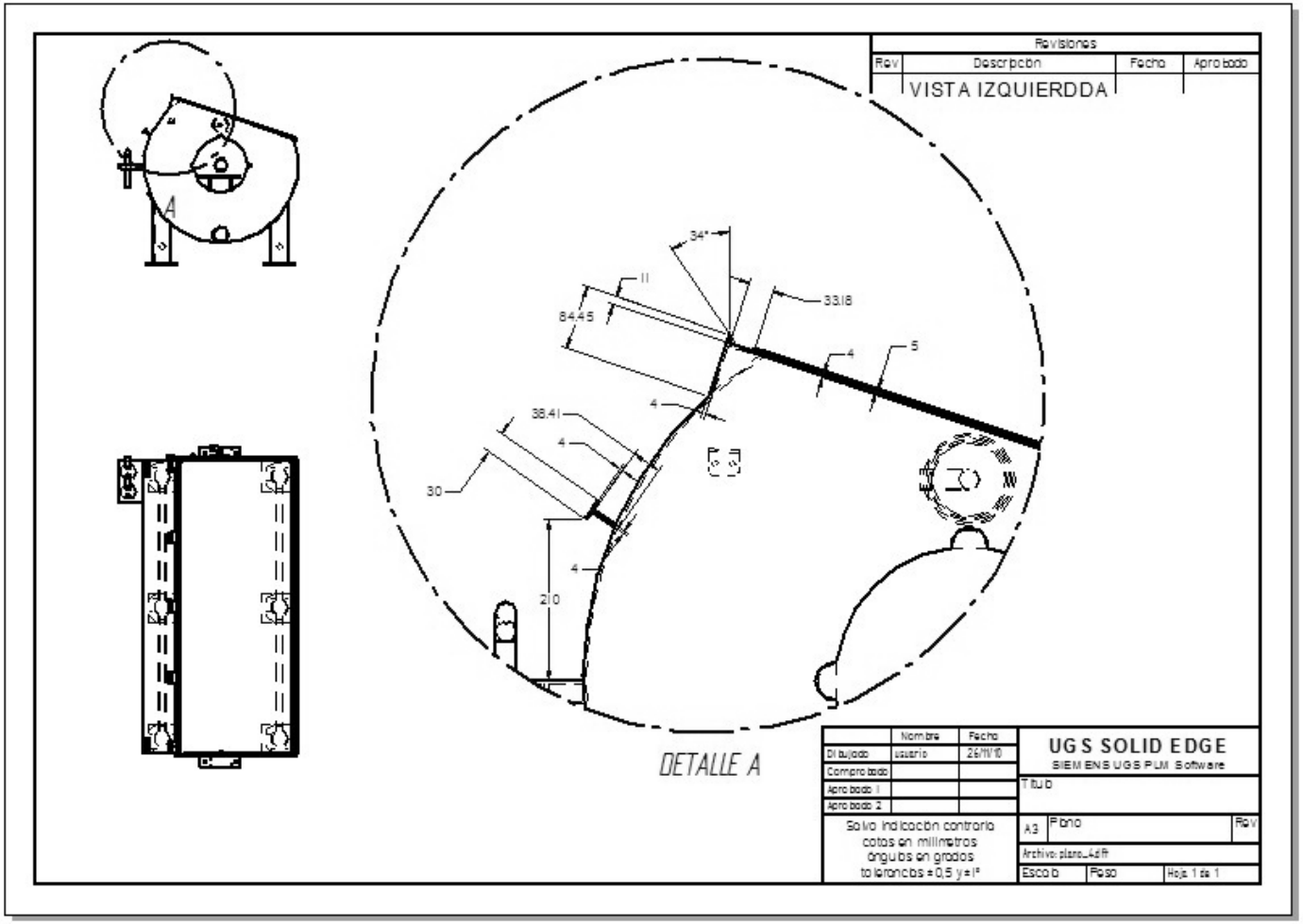


Figura 72. Plano del contenedor de mezclado, vista derecha.

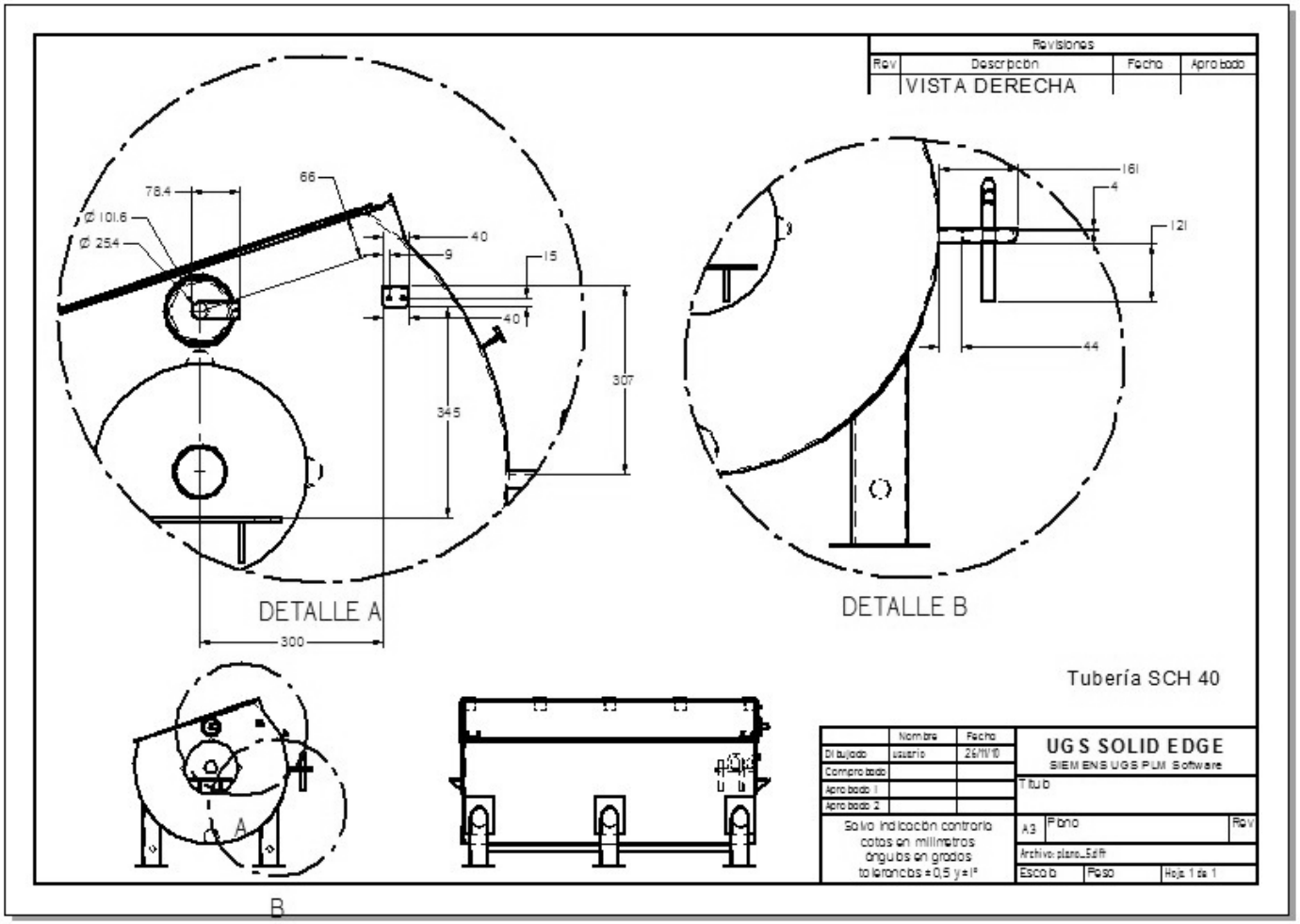


Figura 73. Plano del contenedor de mezclado, vista frontal.

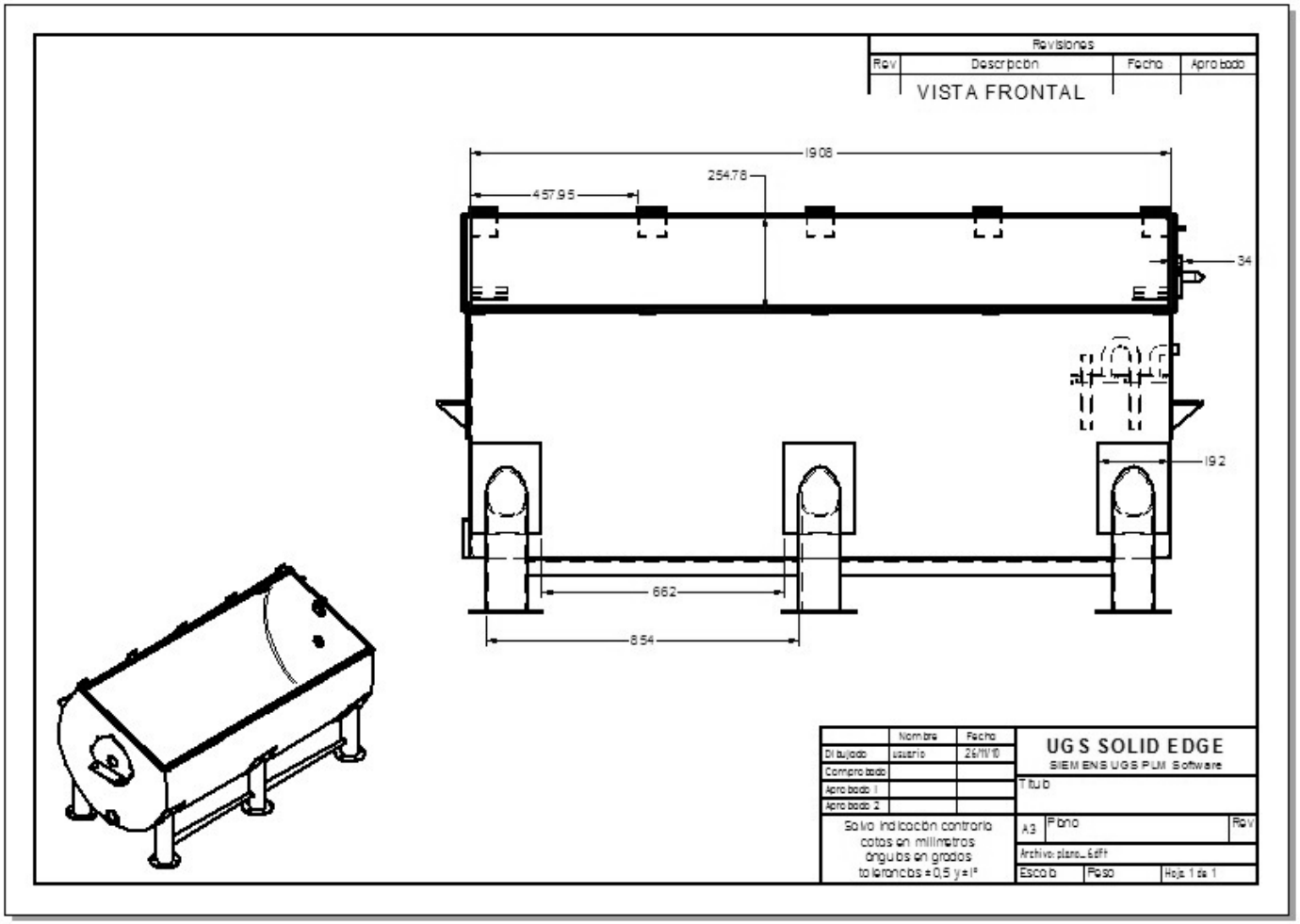


Figura 74. Plano del contenedor de mezclado, vista frontal, detalle 4.

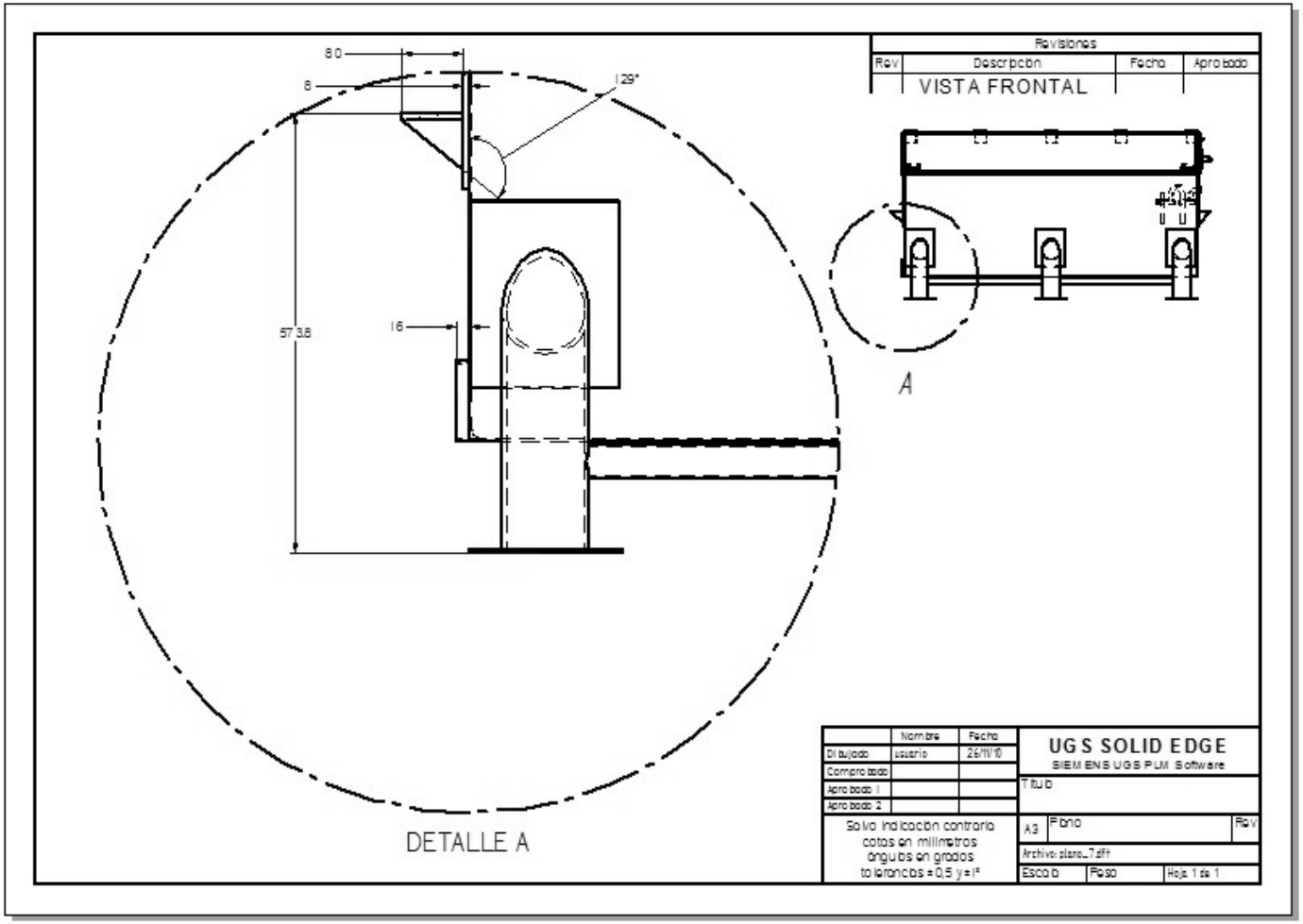


Figura 75. Plano del contenedor de mezclado, vista posterior, detalle 5.

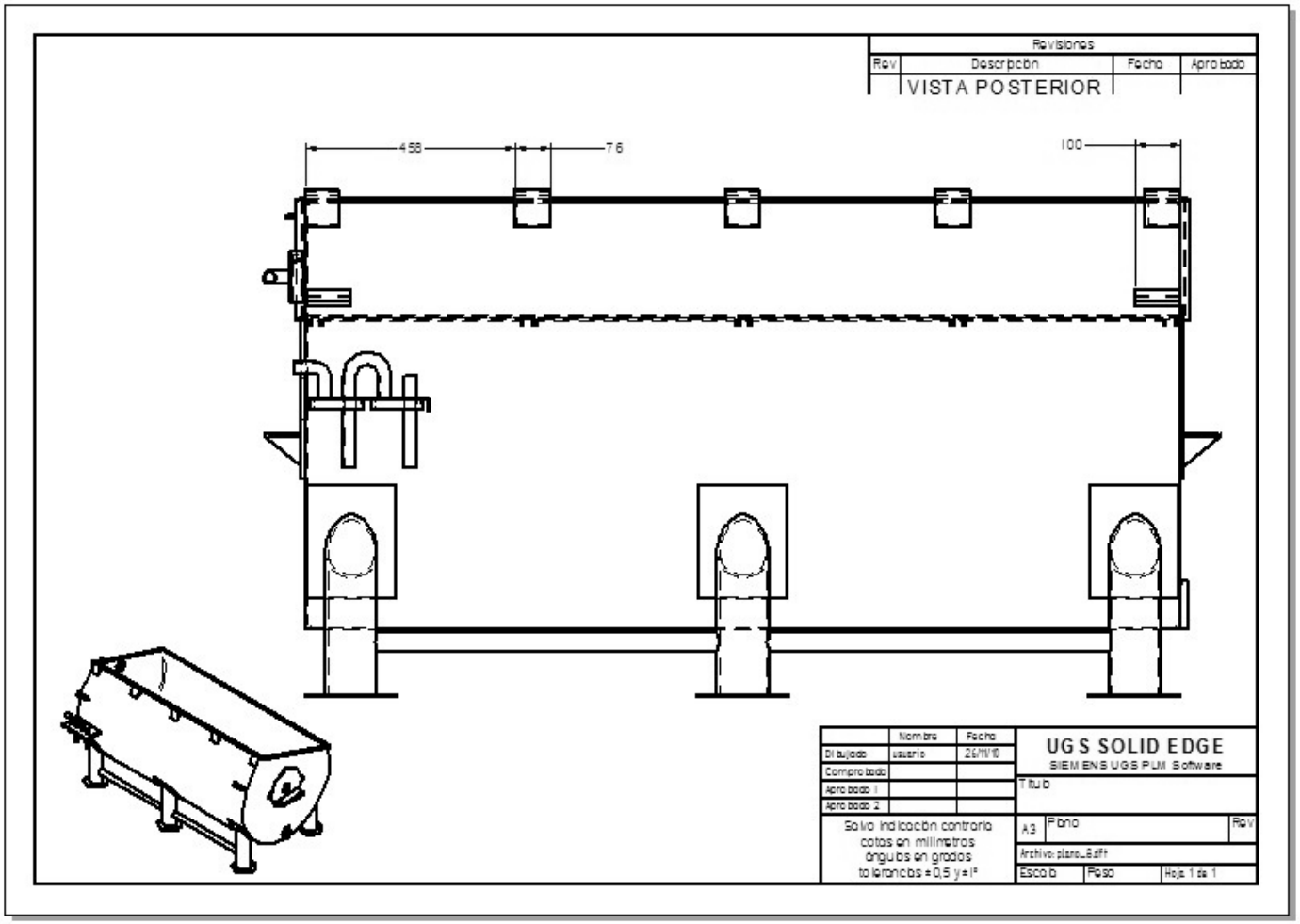


Figura 76. Plano del contenedor de mezclado, vista posterior, detalle 6.

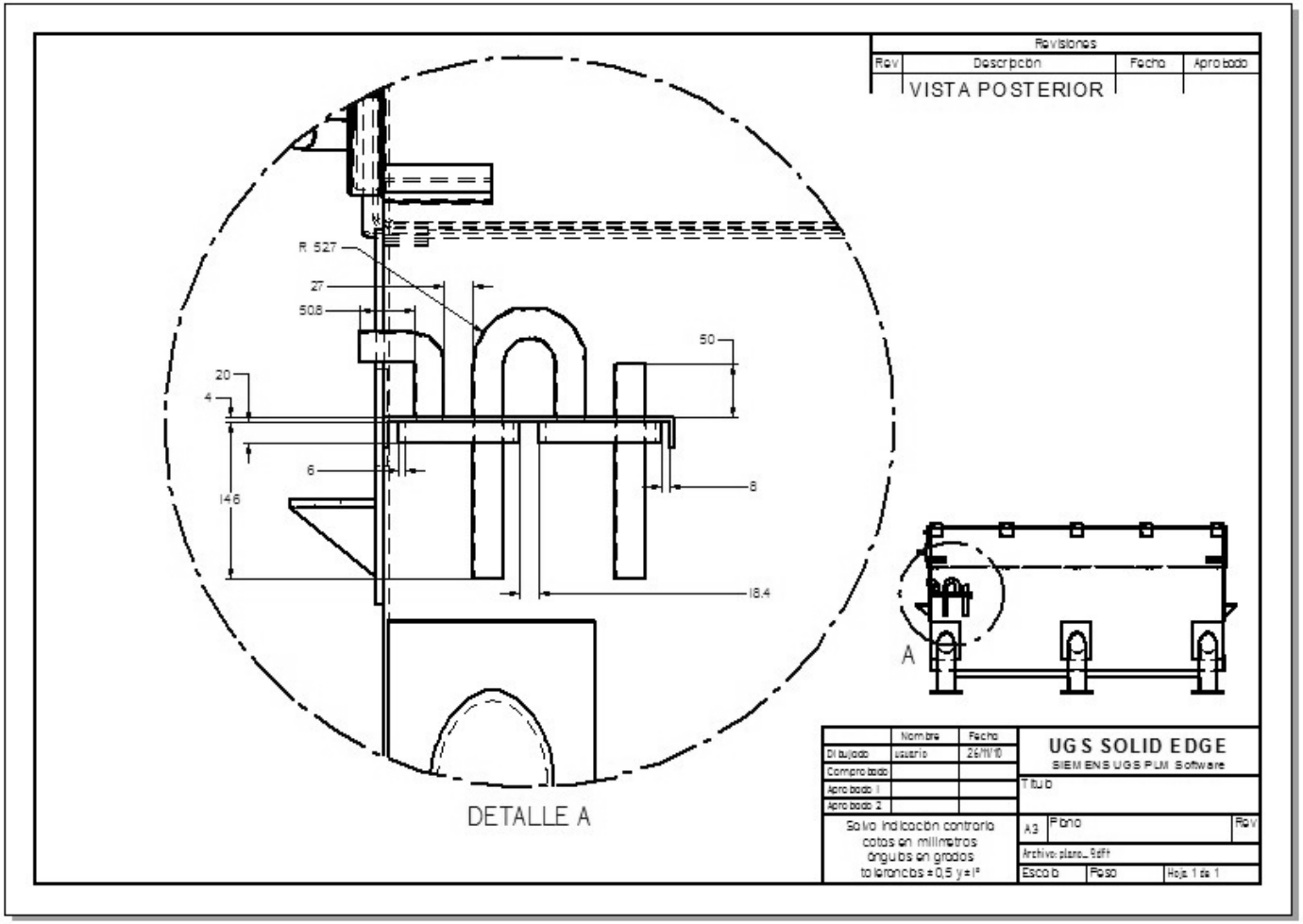


Figura 77. Plano del contenedor de mezclado, vista perpendicular al plano de la tapa.

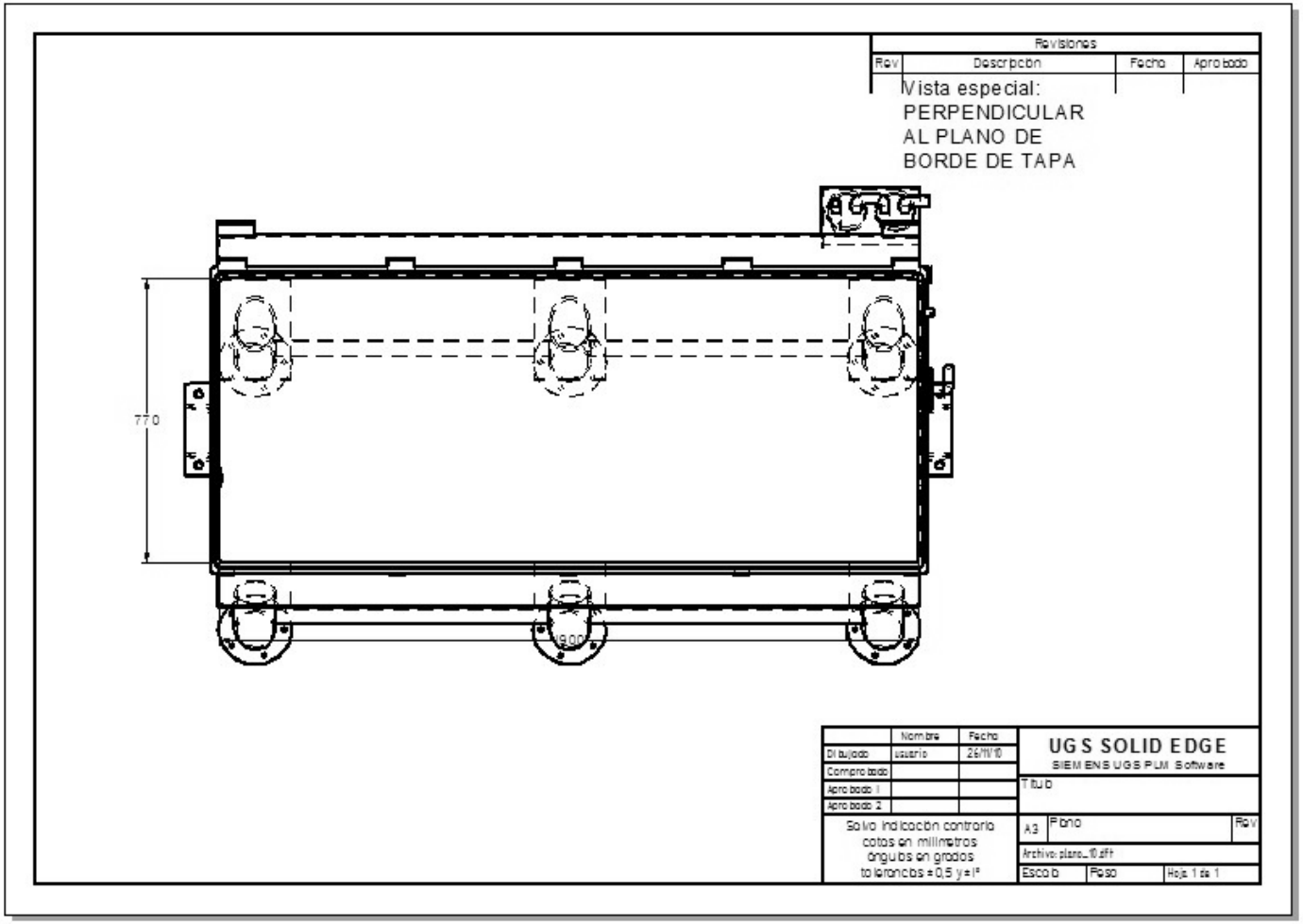


Figura 78. Plano del contenedor de mezclado, vista perpendicular al plano de la tapa, detalle 7.

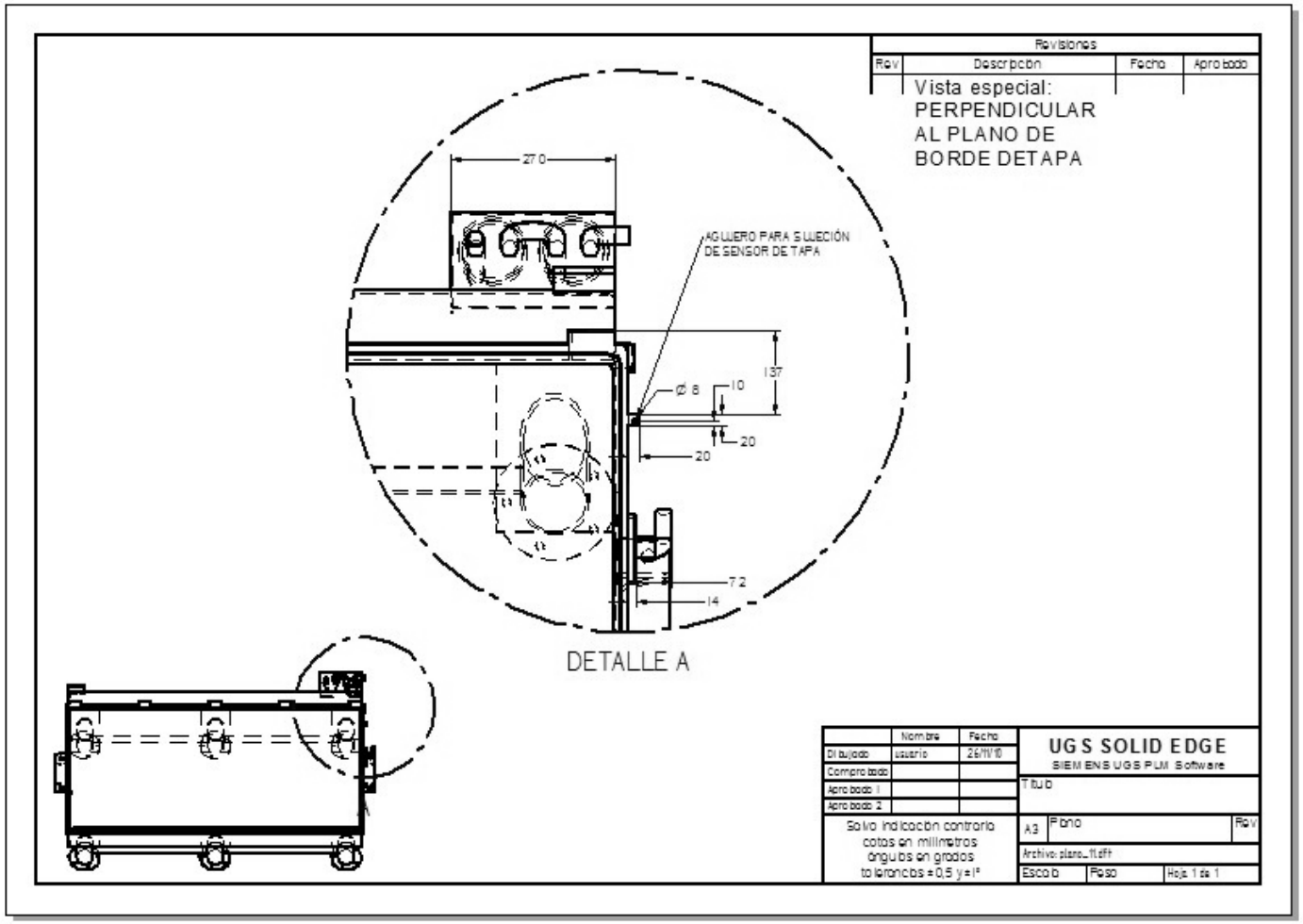


Figura 79. Plano del contenedor de mezclado, vista perpendicular al plano de la tapa, detalle 8.

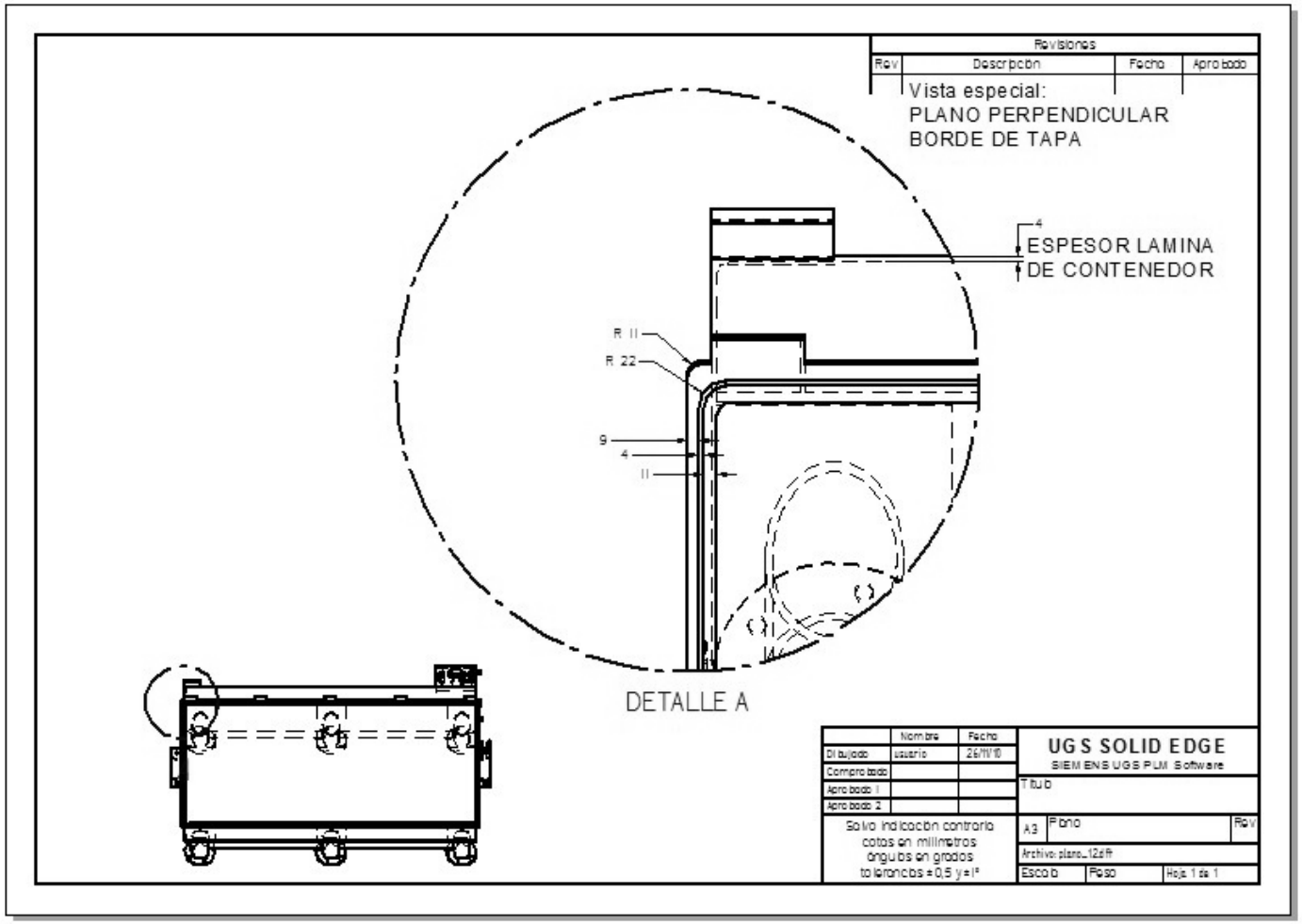


Figura 80. Plano del contenedor de mezclado, vista inferior.

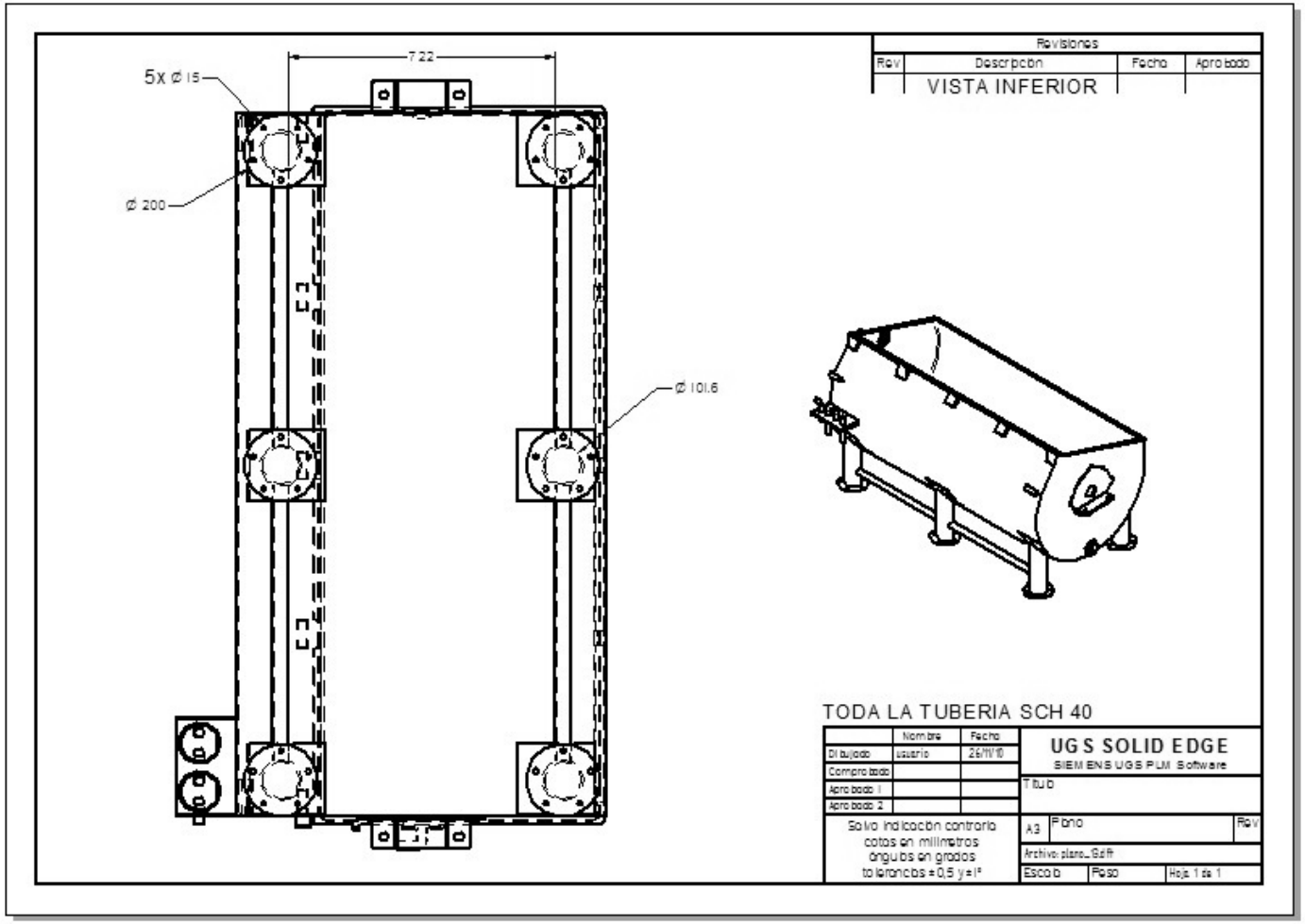


Figura 81. Plano del contenedor de mezclado, vista inferior, detalle 9.

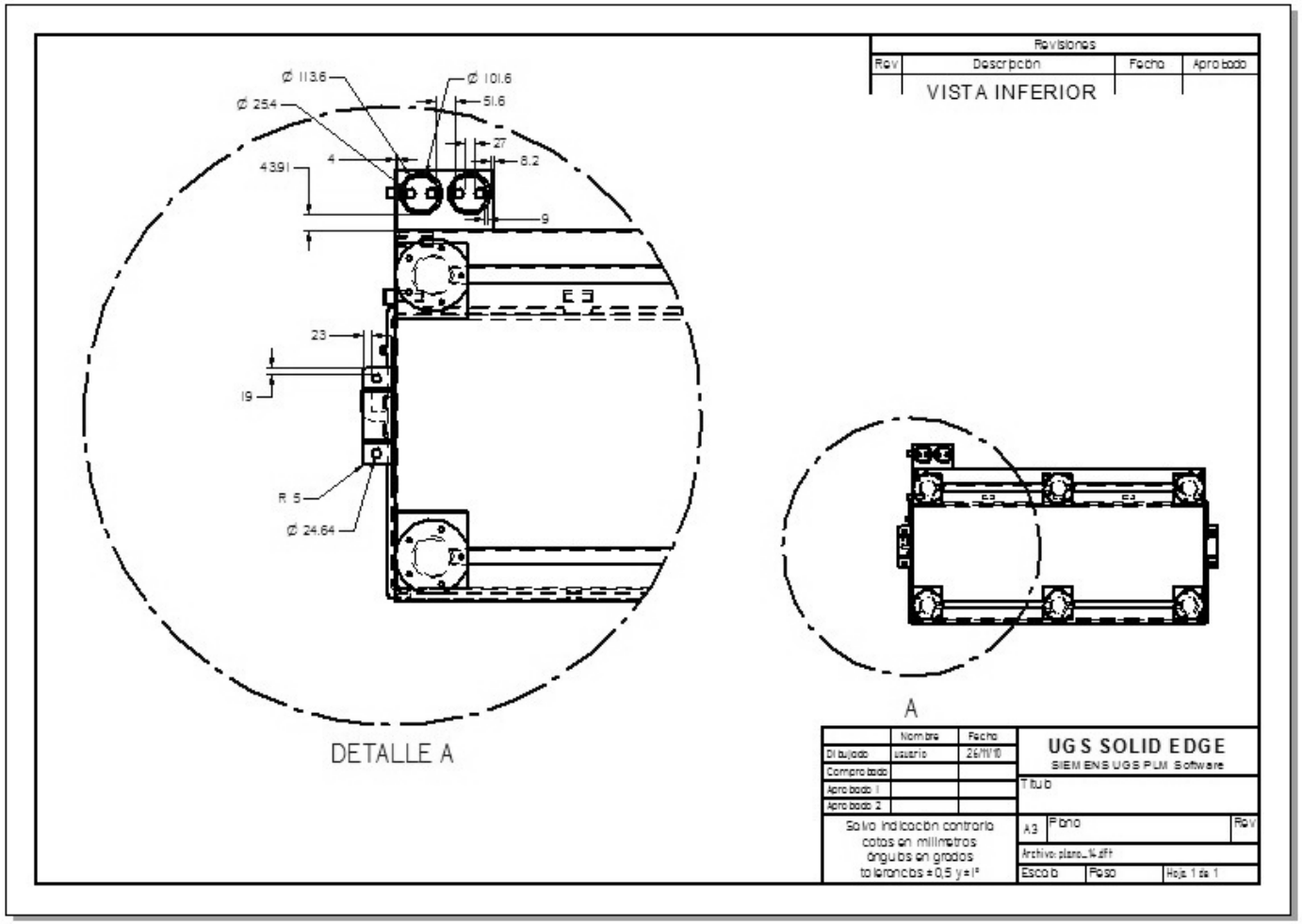


Figura 82. Plano de la tapa de mezclado, vista izquierda.

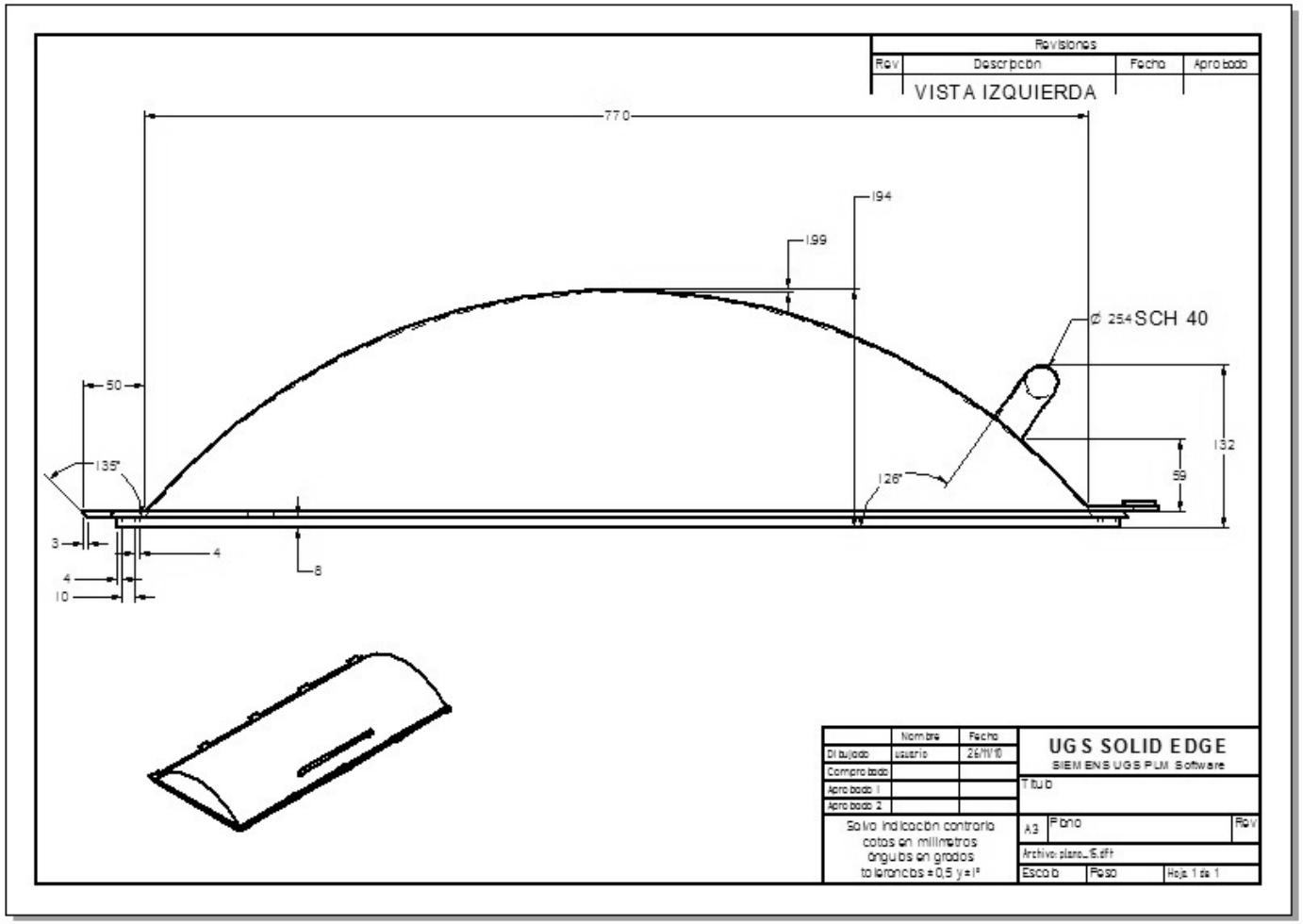


Figura 83. Plano de la tapa de mezclado, vista izquierda, detalle 10.

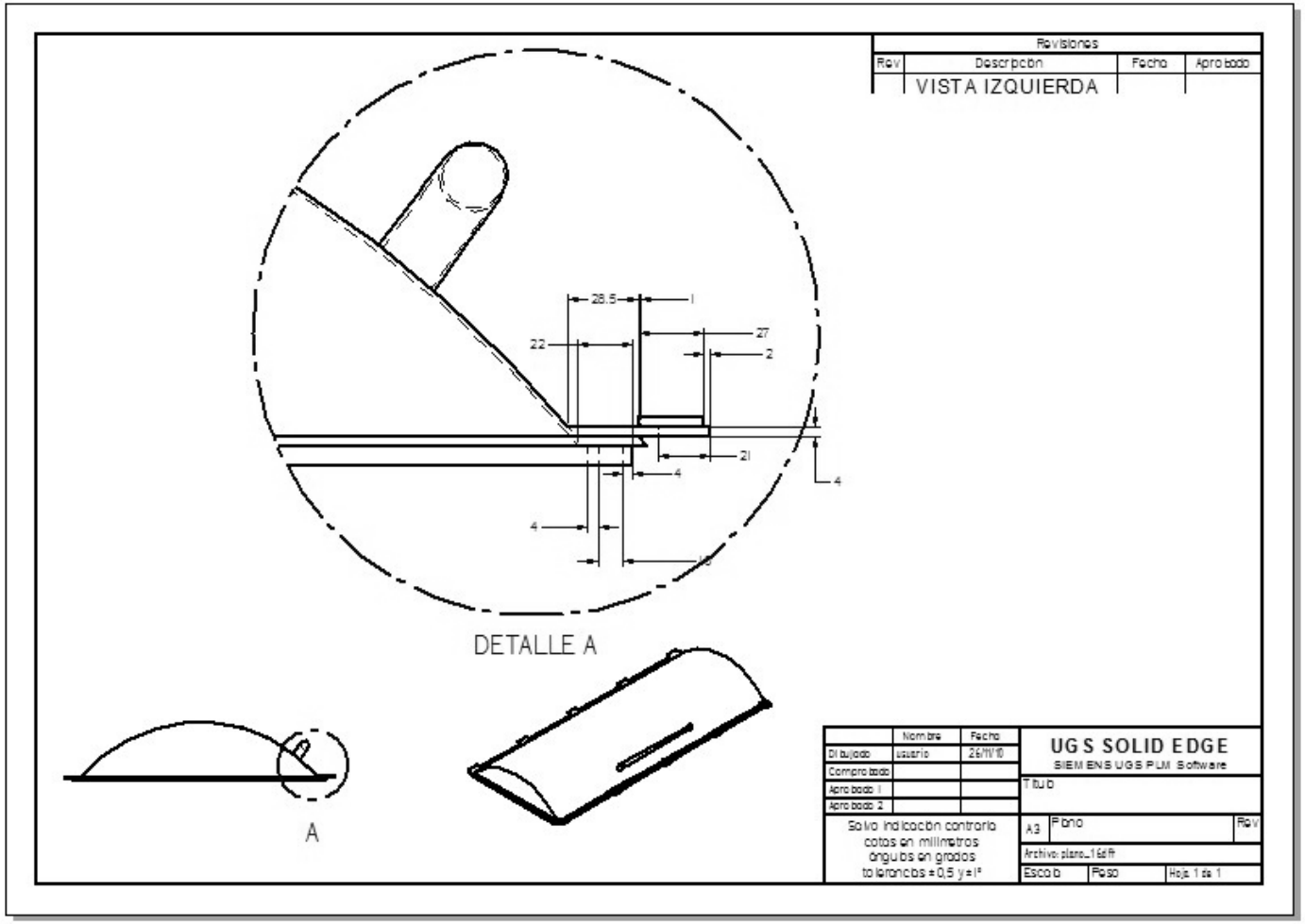


Figura 84. Plano de la tapa de mezclado, vista inferior.

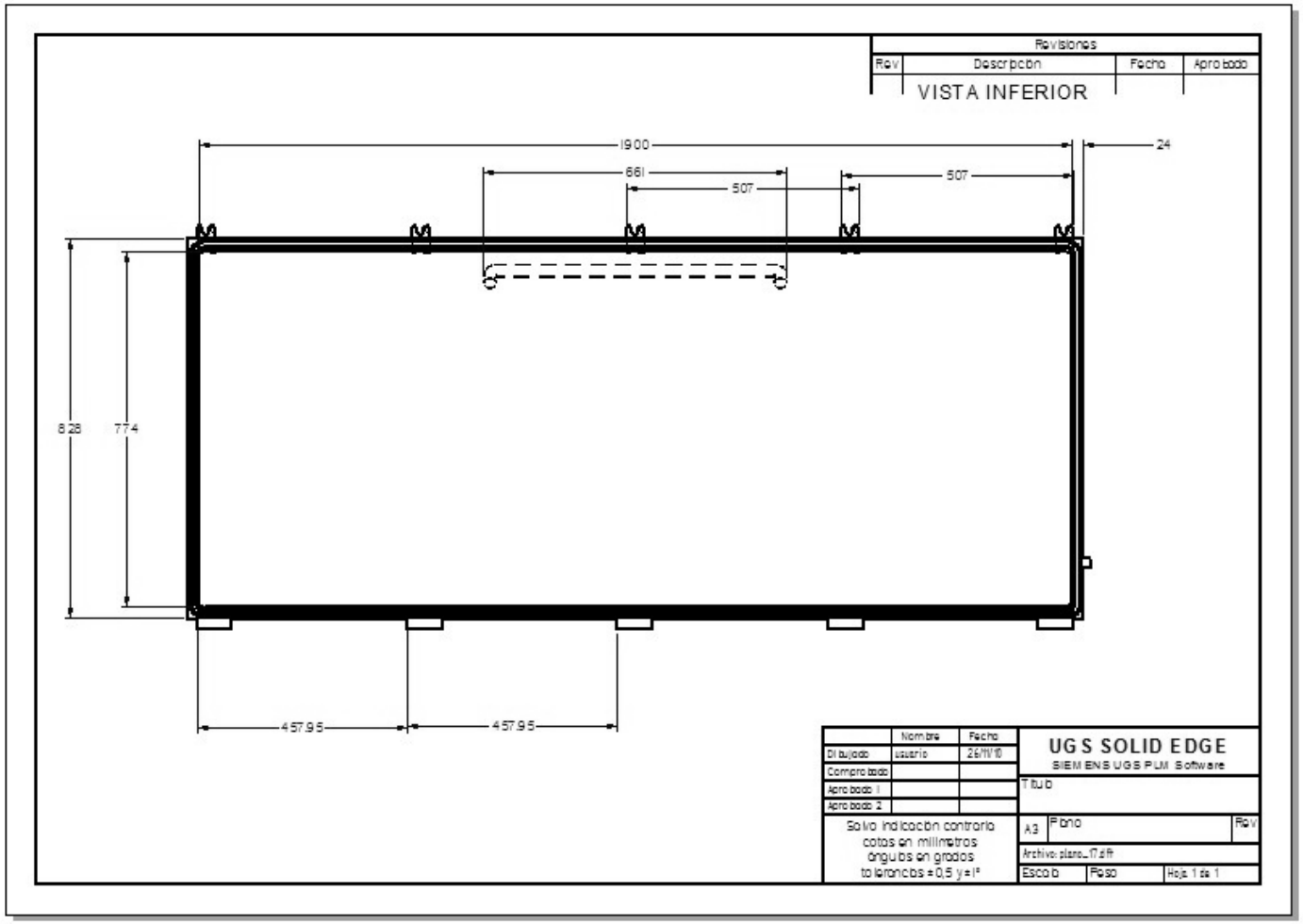


Figura 85. Plano de la tapa de mezclado, vista superior.

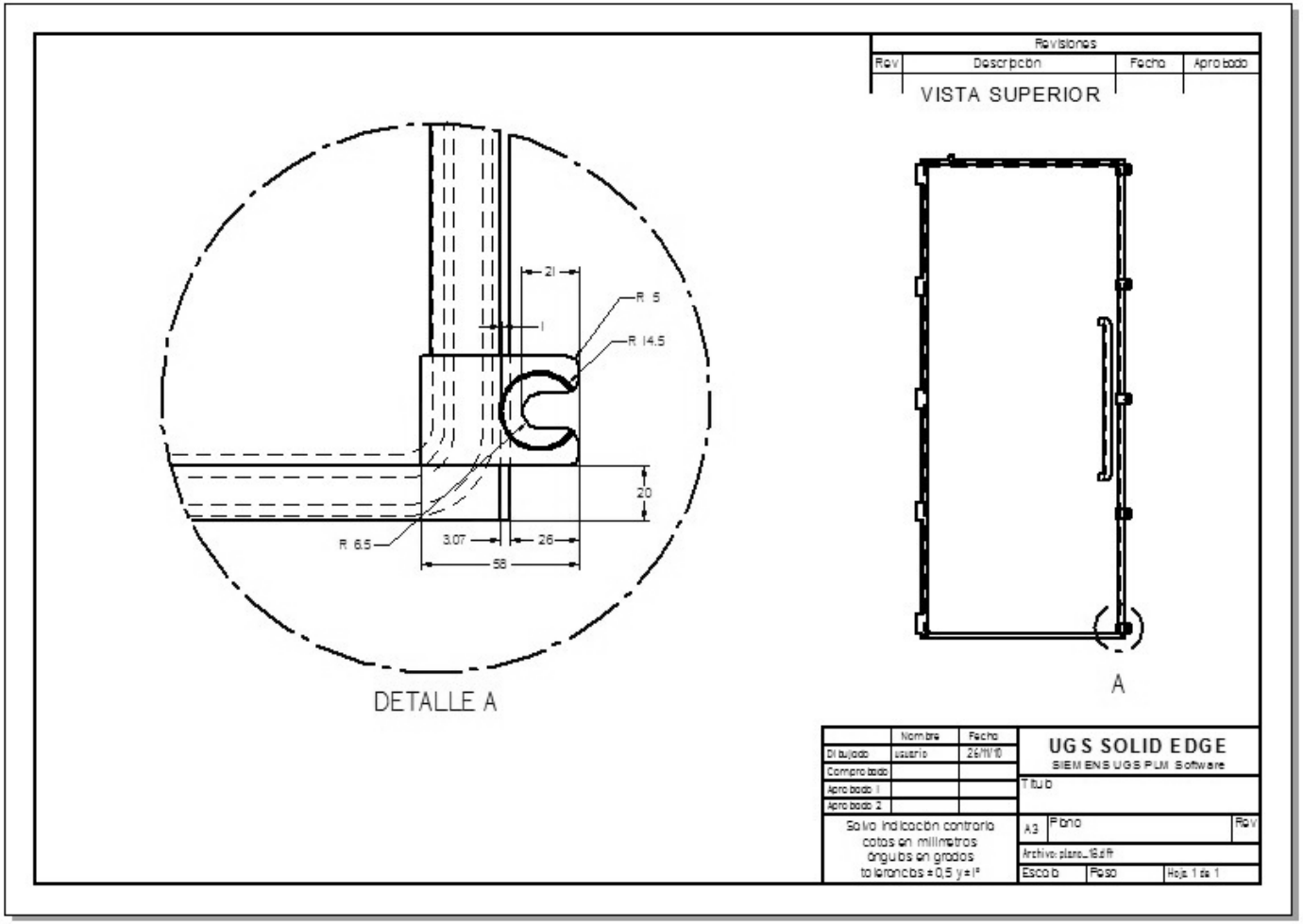


Figura 86. Plano de la tapa de mezclado, vista superior, detalle 12.

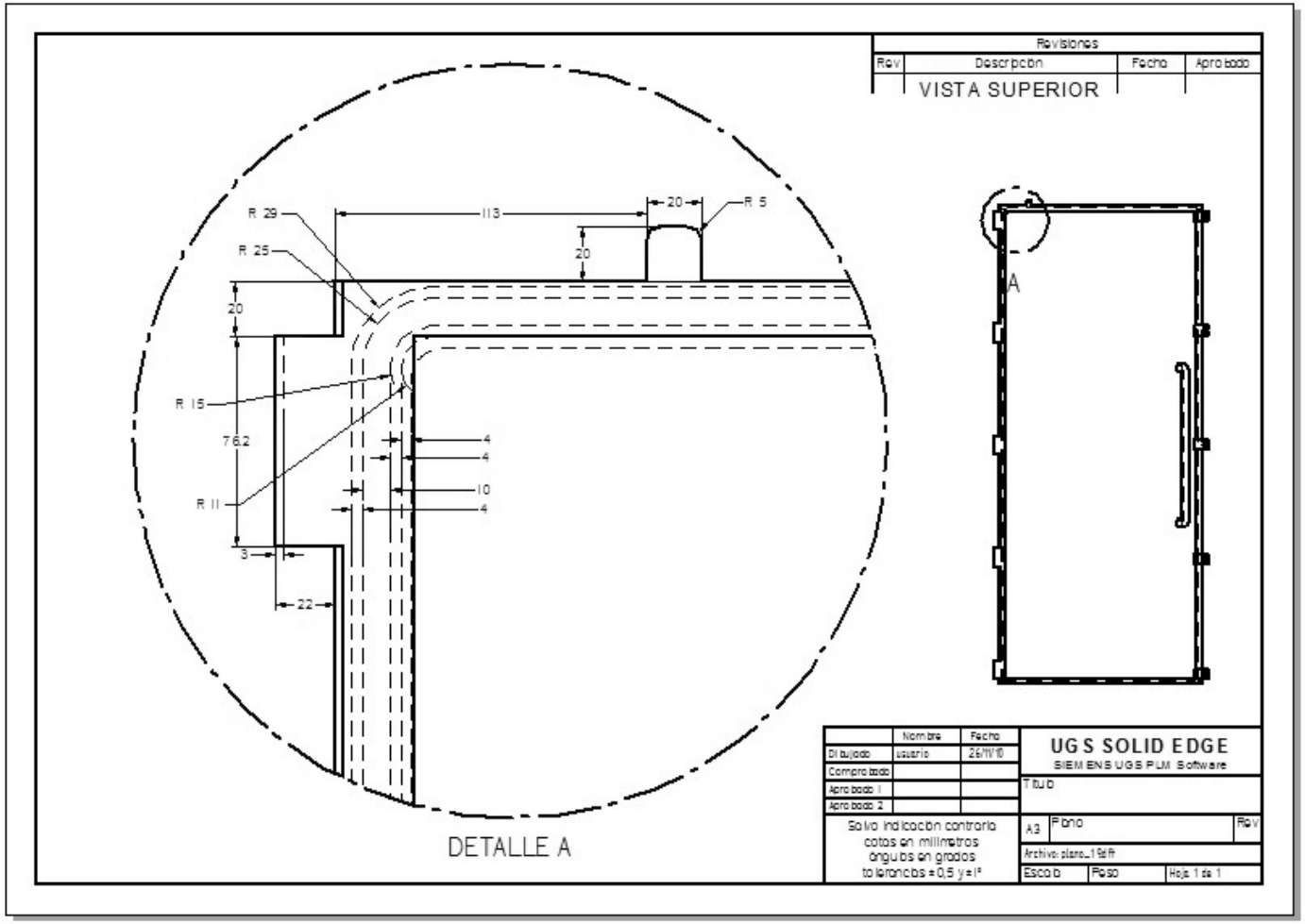


Figura 87. Plano de la pala de mezclado, vista frontal.

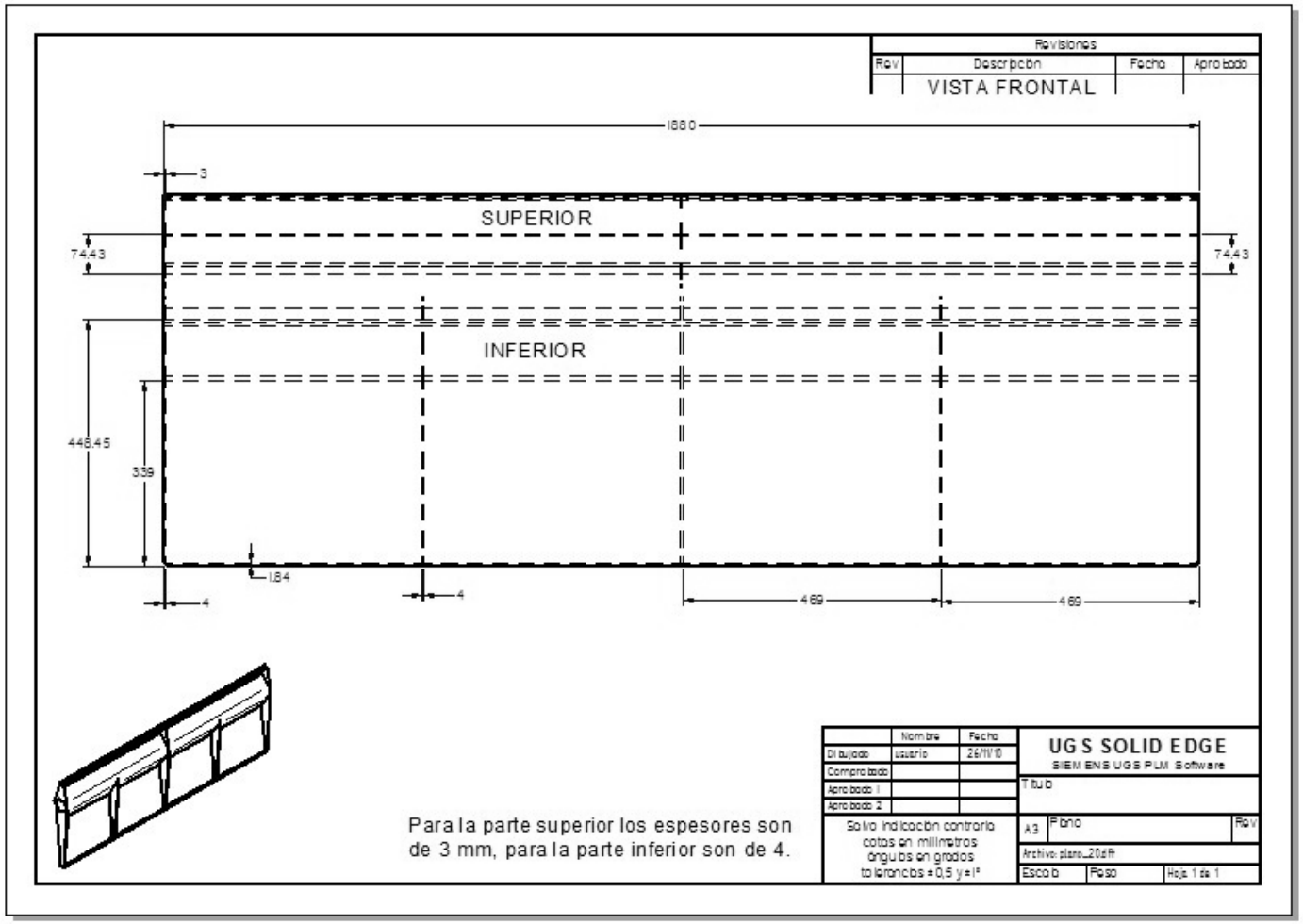


Figura 88. Plano de la pala de mezclado, vista izquierda.

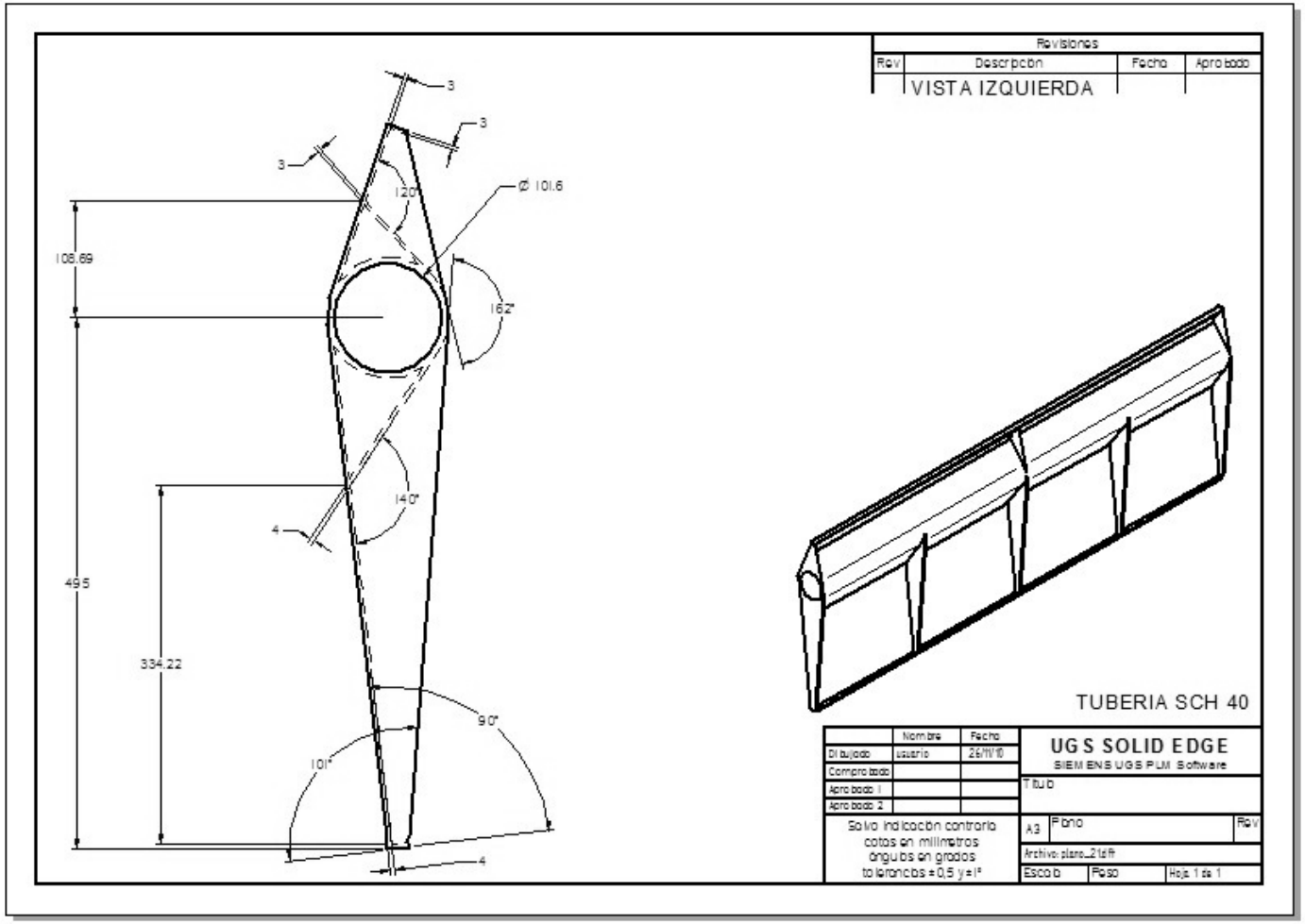


Figura 89. Plano de soporte de moto-reductor, vista izquierda.

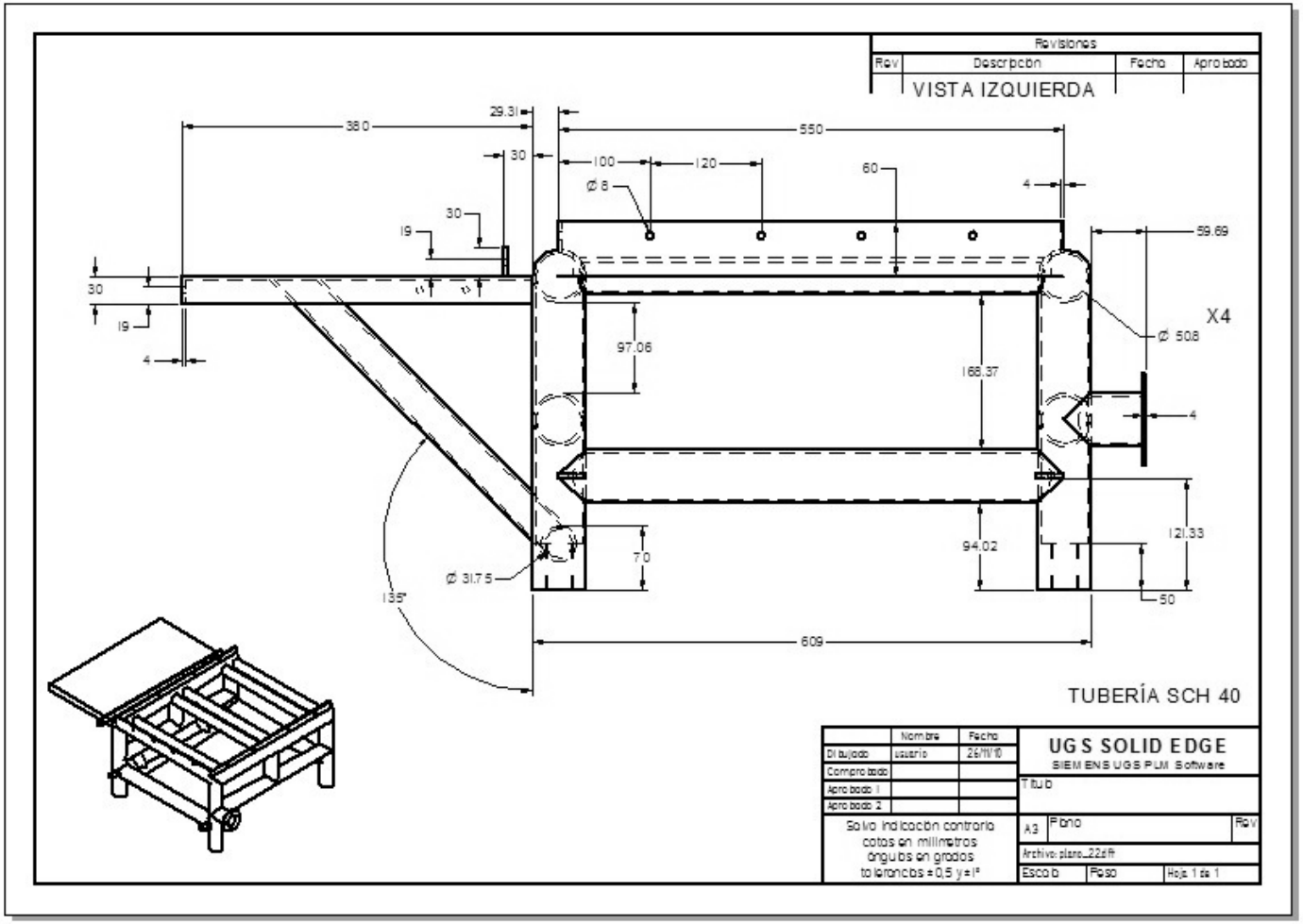


Figura 90. Plano de soporte de moto-reductor, vista frontal.

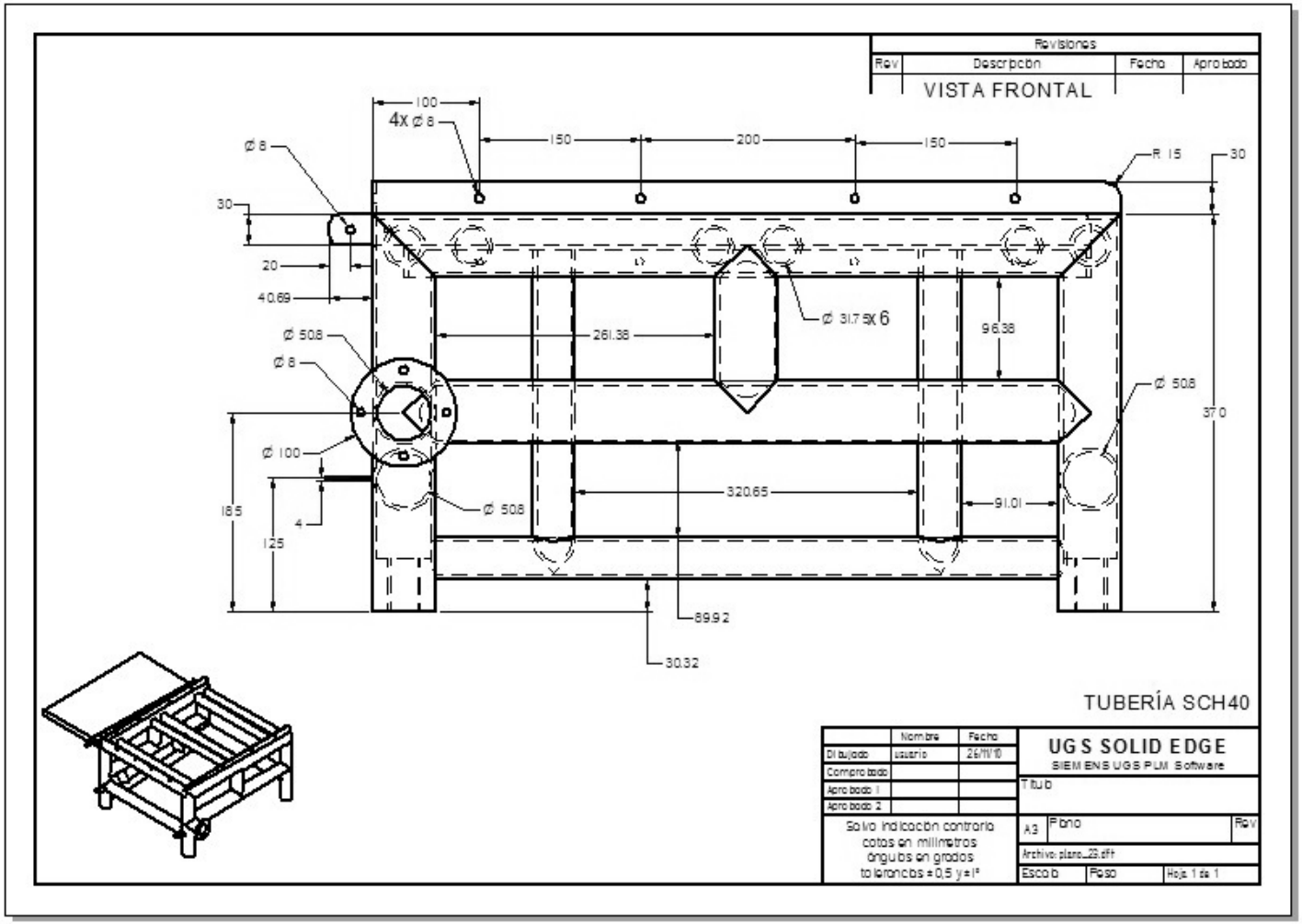


Figura 91. Plano soporte de moto-reductor, vista superior.

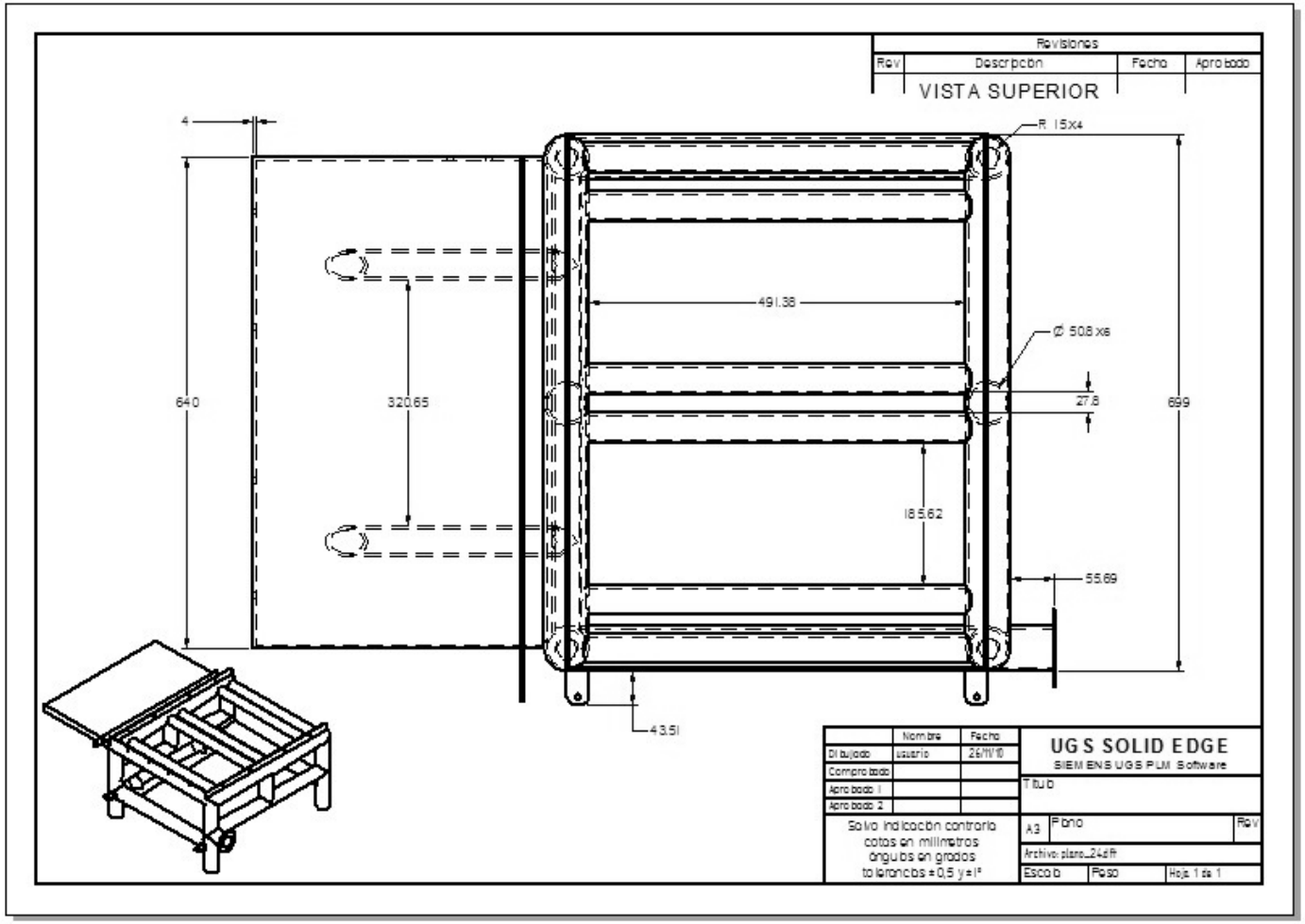


Figura 92. Plano del eje macizo que une la pala y el moto-reductor.

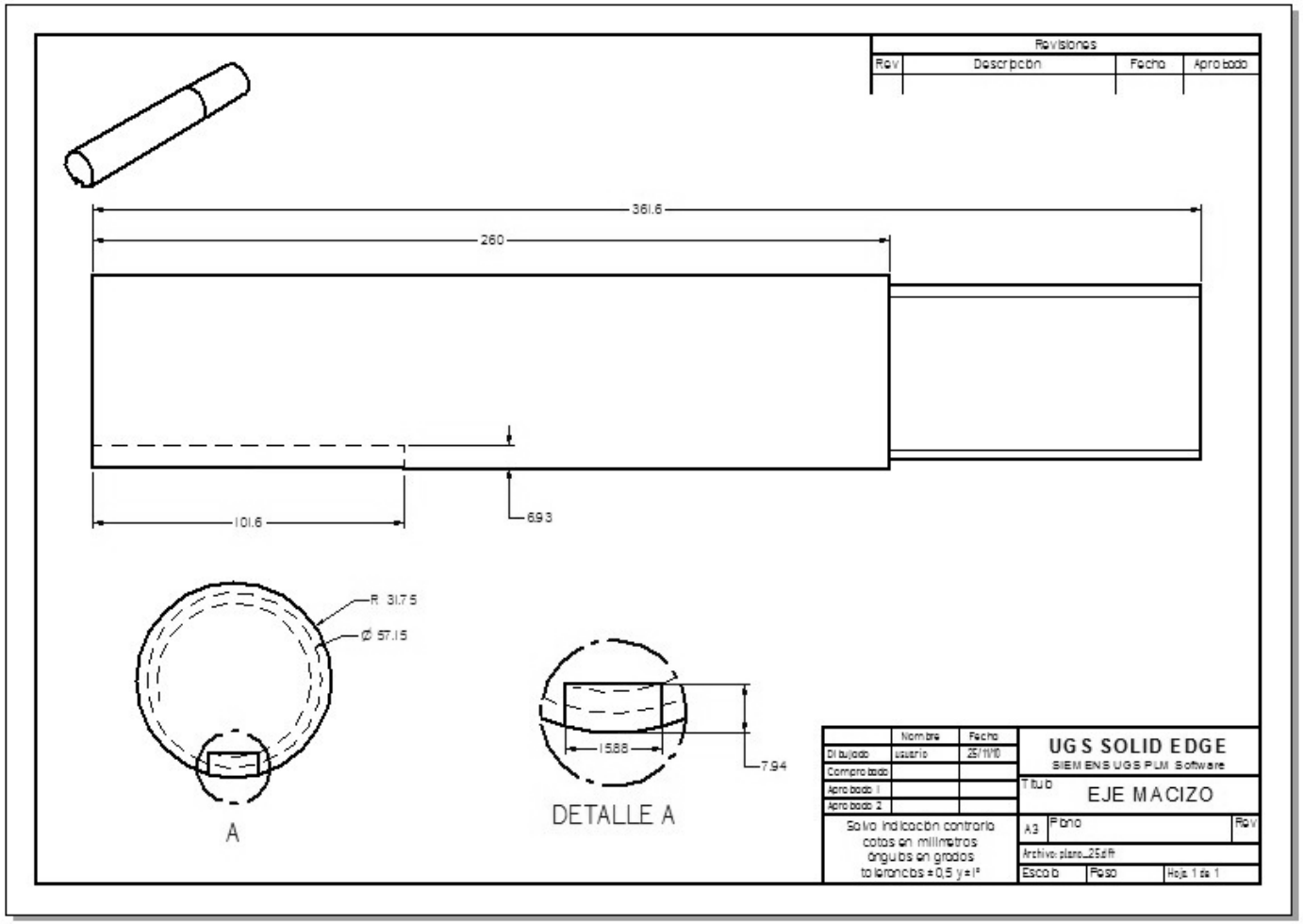


Figura 93. Plano de la lámina protectora del moto-reductor.

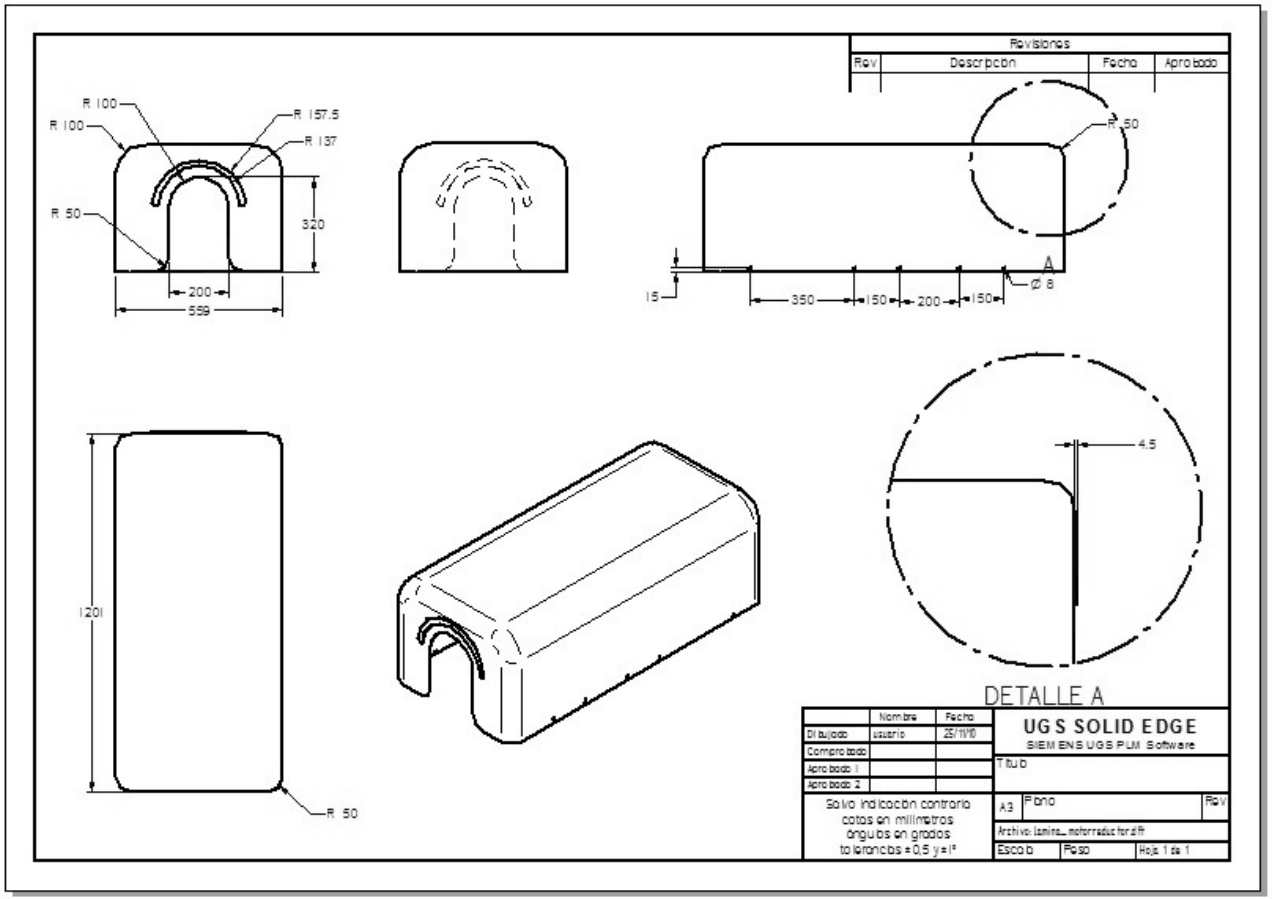


Figura 94. Anillo para activación de sensor de pala.

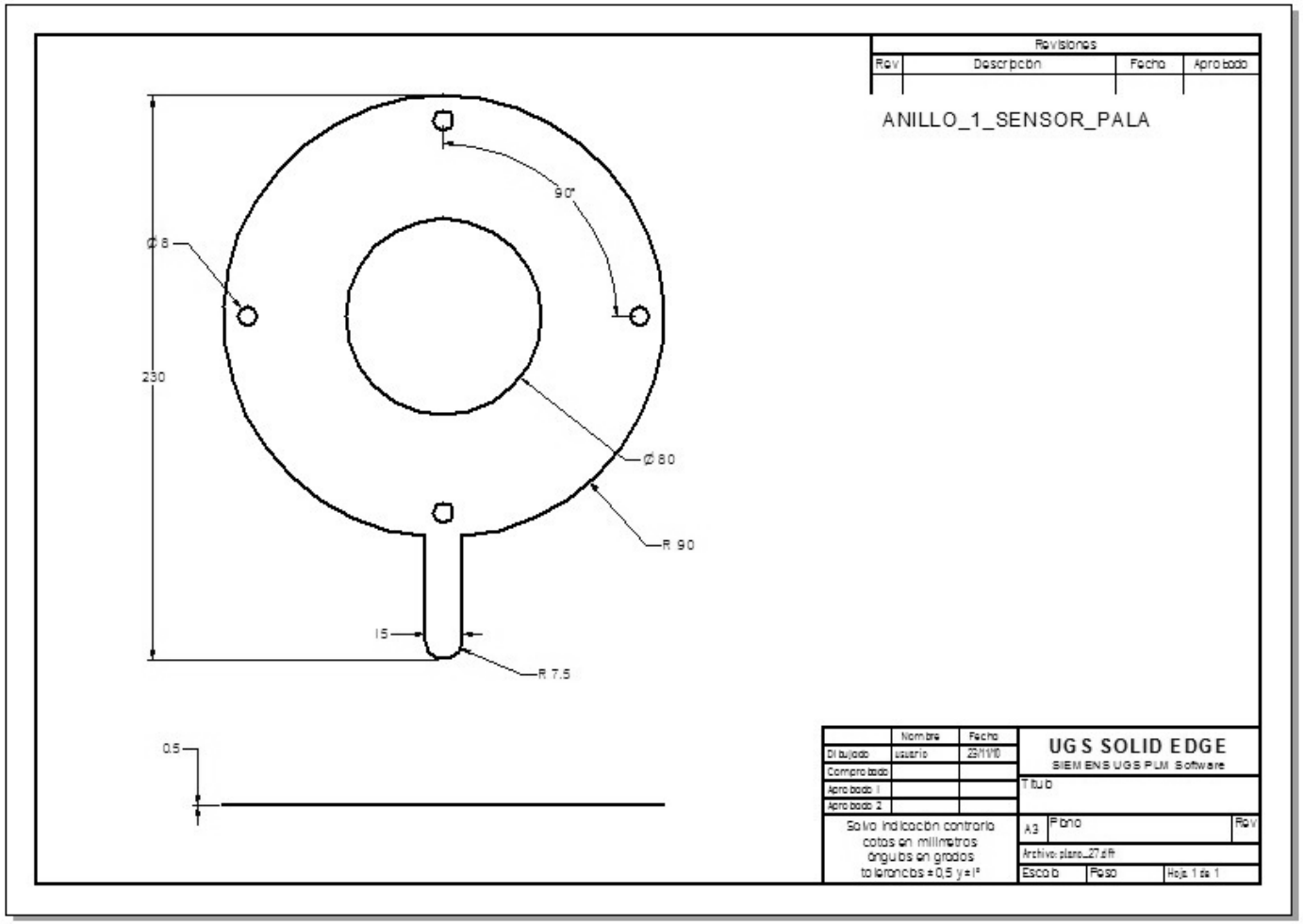


Figura 95. Anillo para el posicionamiento del activador para el sensor de la pala.

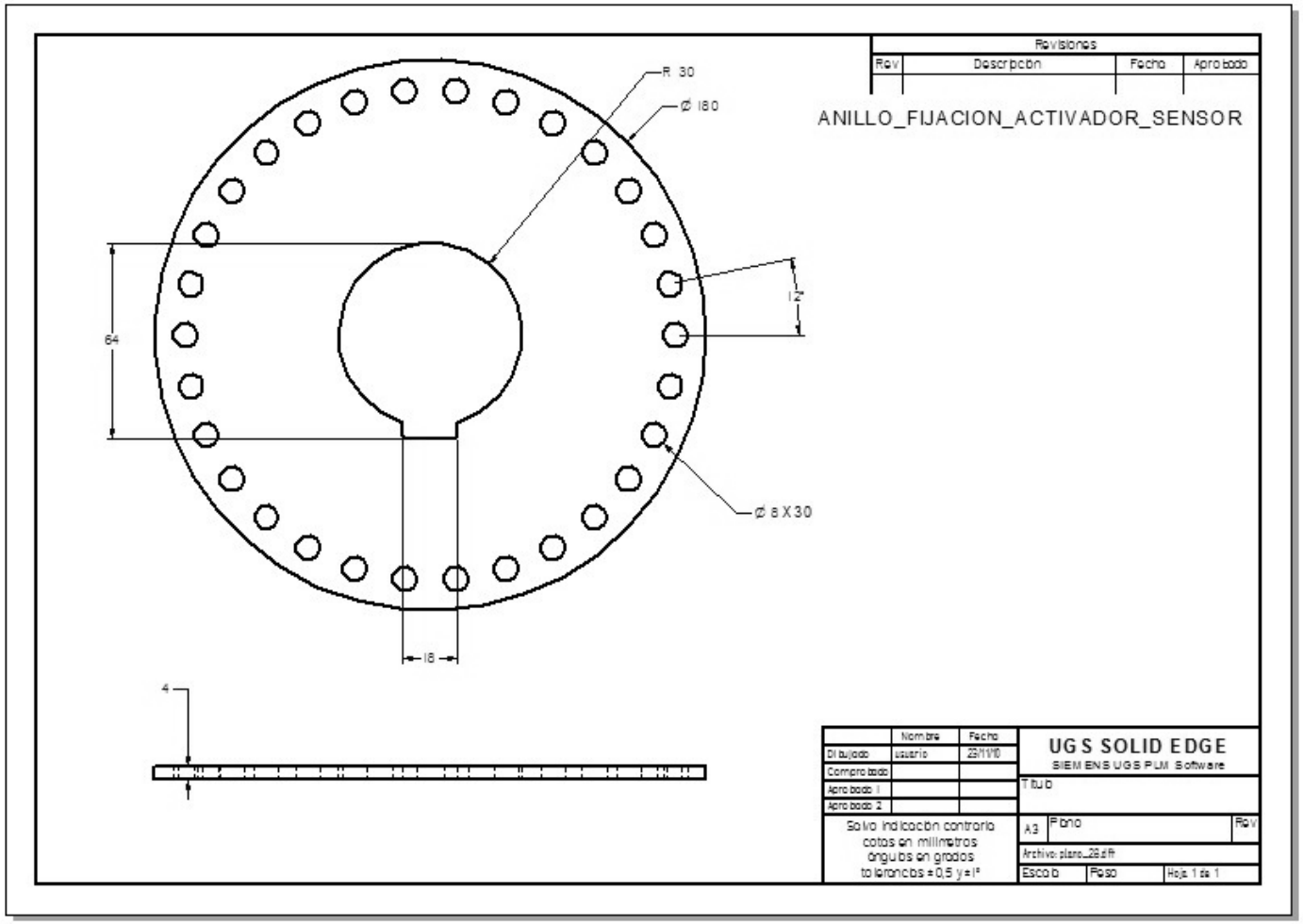


Figura 96. Armazón de protección para la bomba.

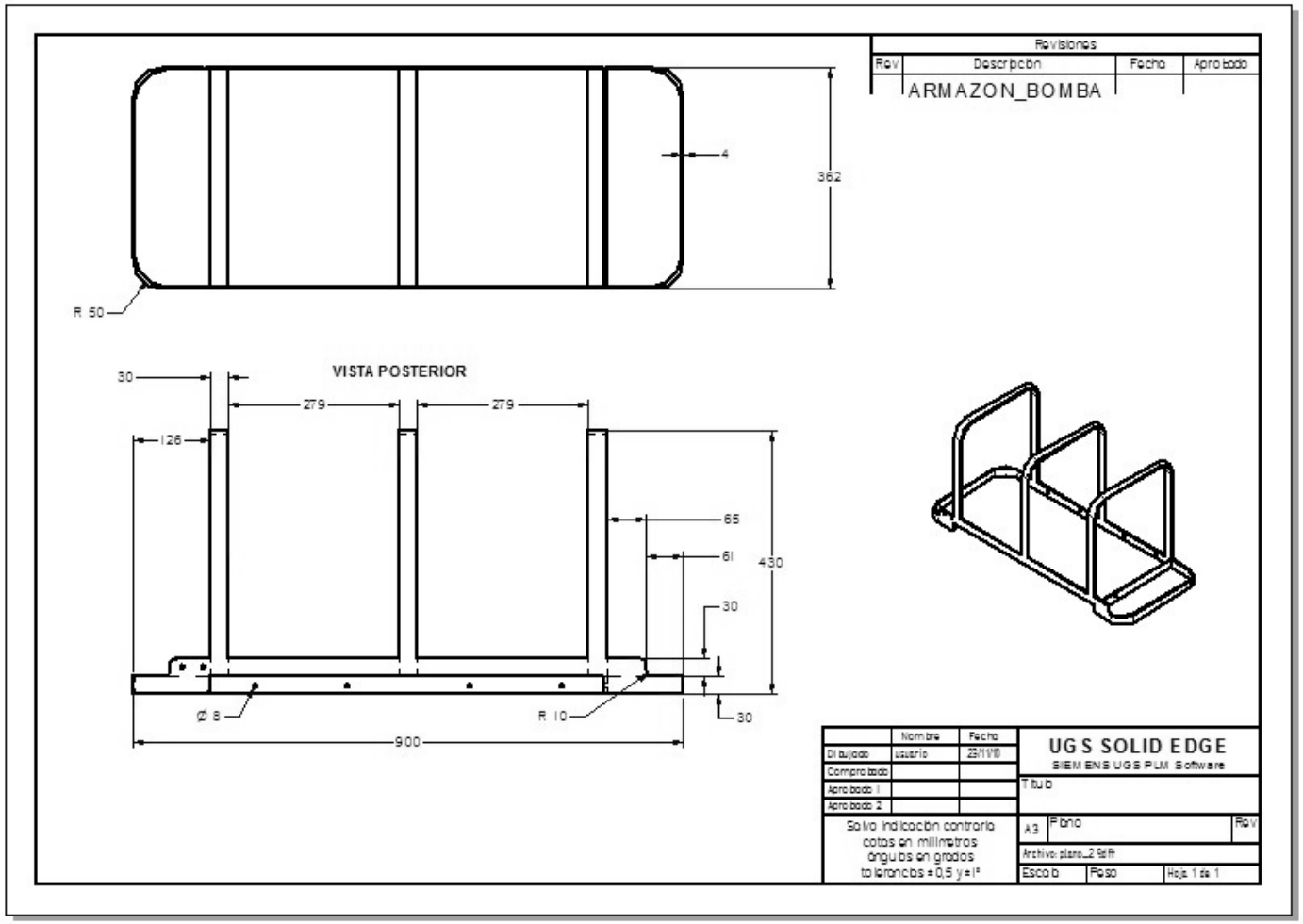


Figura 97. Soportes 1 y 2 para la fijación del sensor de rotación de la pala.

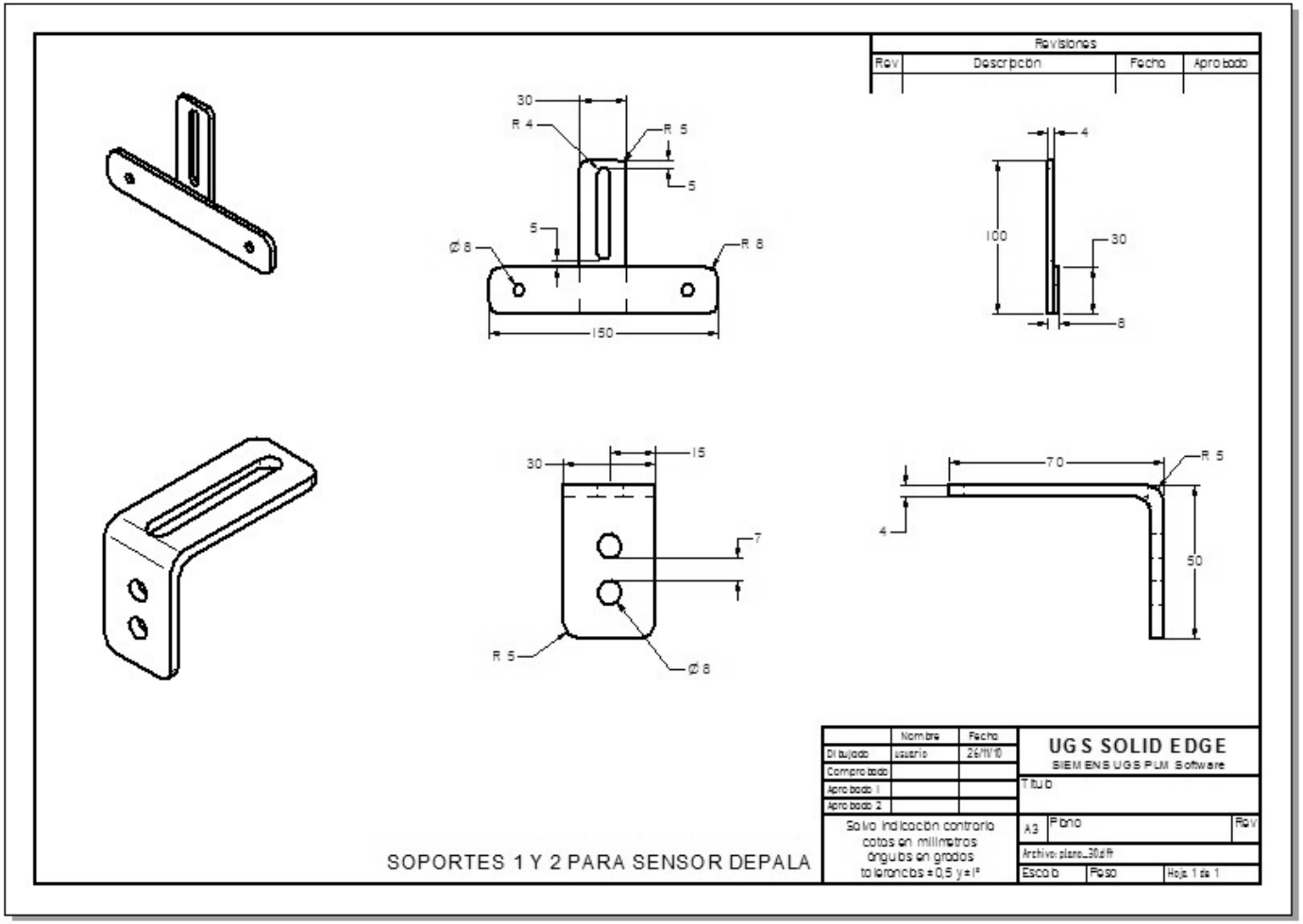


Figura 98. Soporte 3 para la fijación de sensor de rotación de la pala.

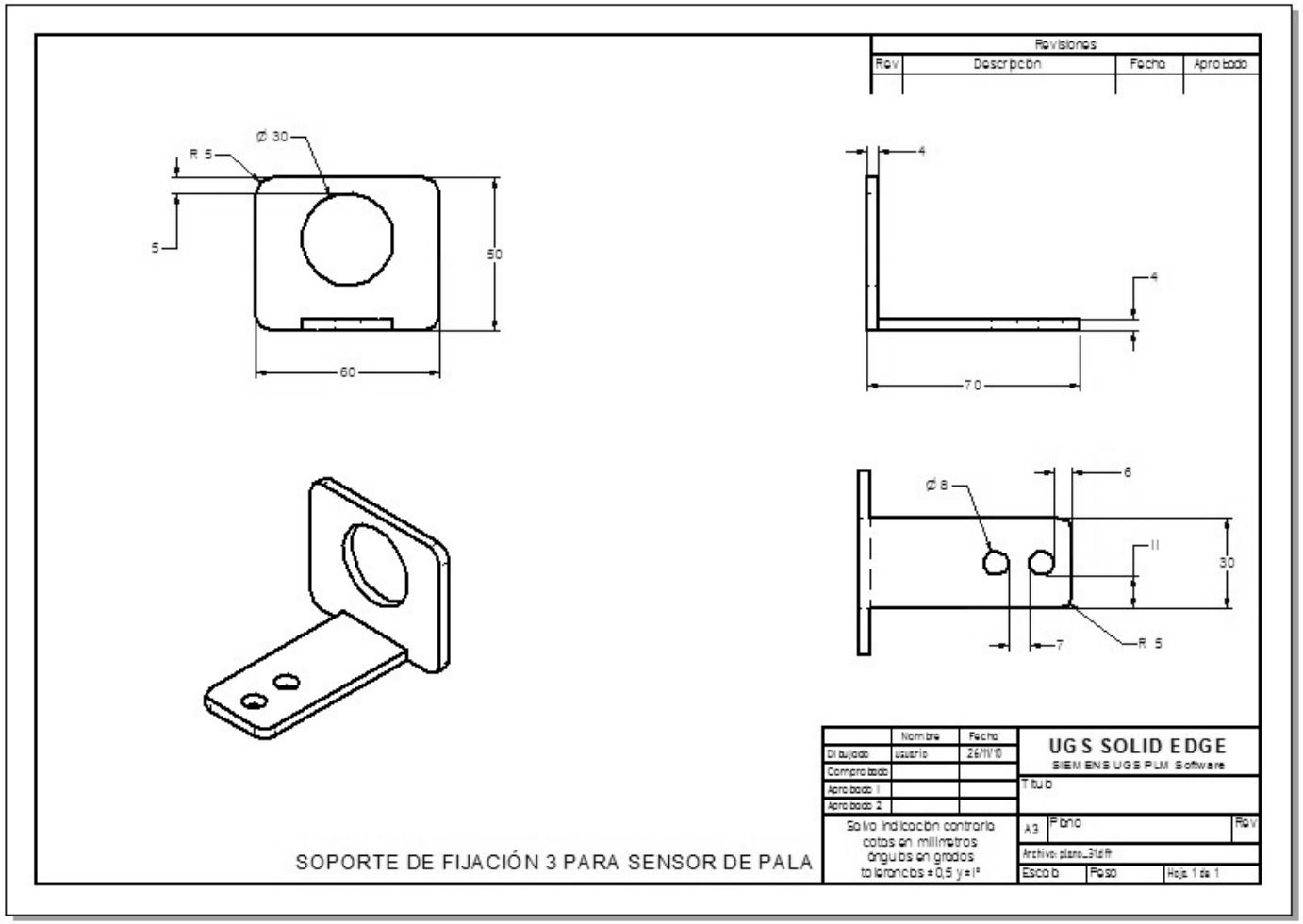


Figura 99. Brazo de botonera.

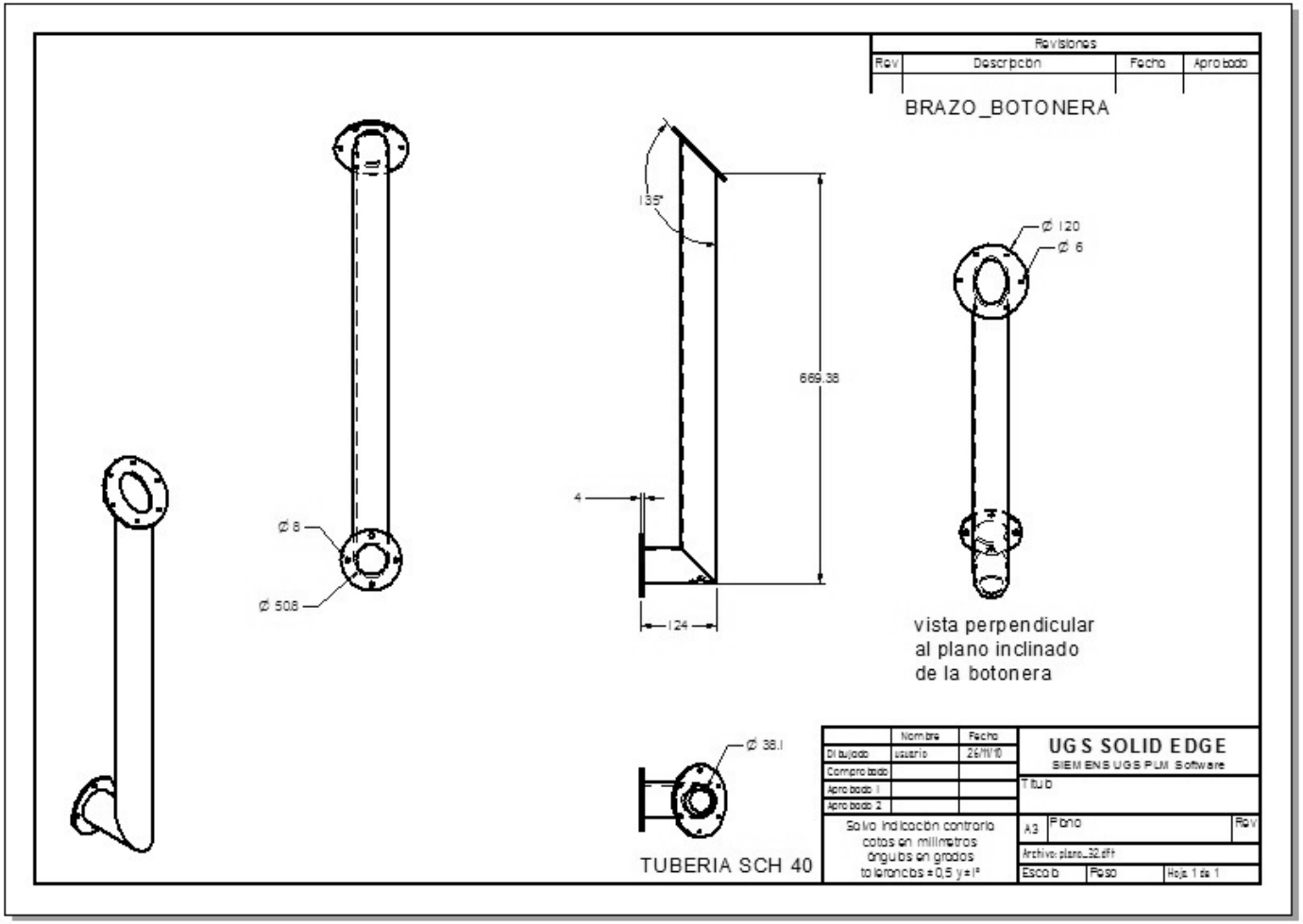


Figura 100. Caja de protección para el *PLC.*

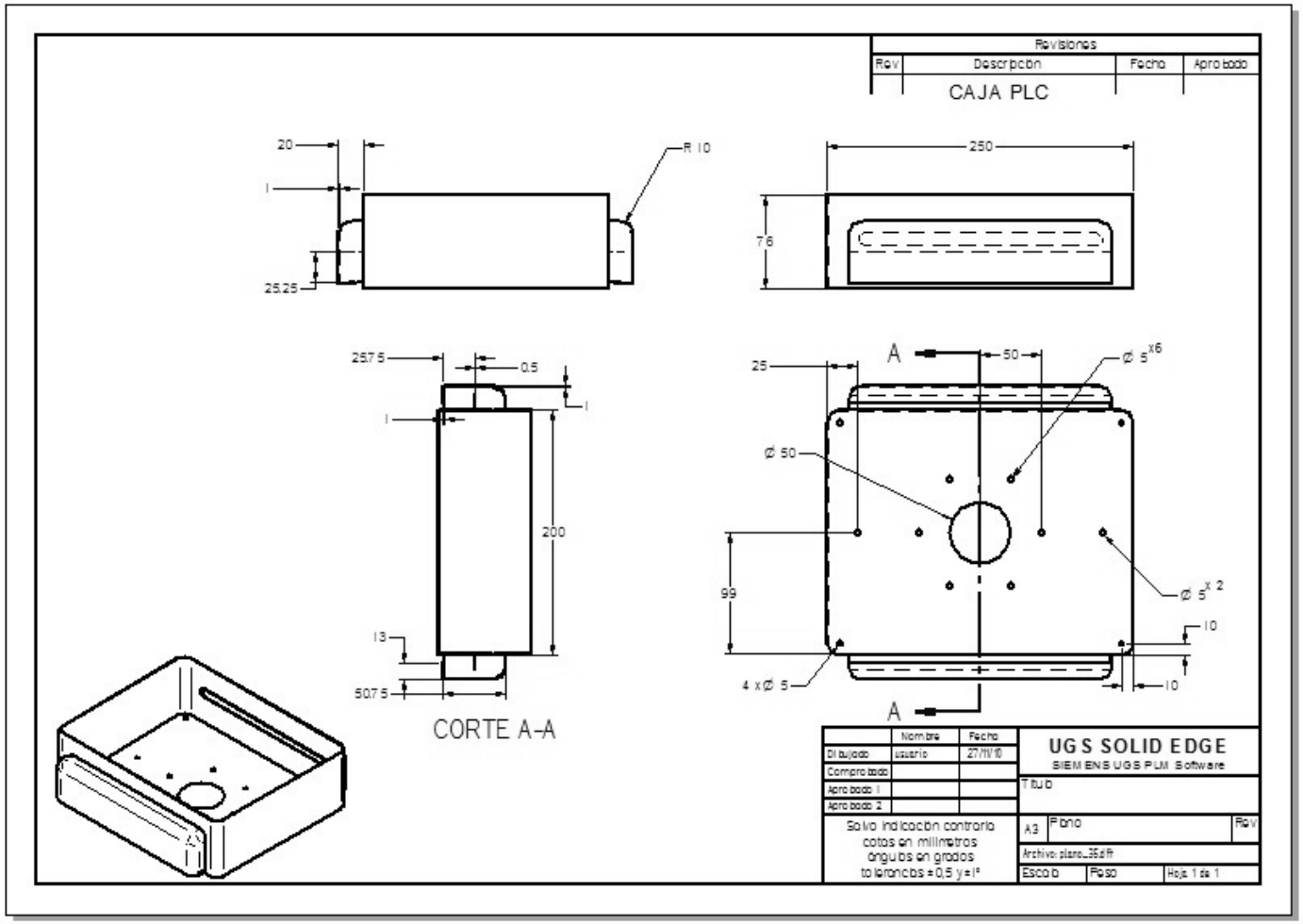


Figura 101. Tapa para la caja del *PLC.*

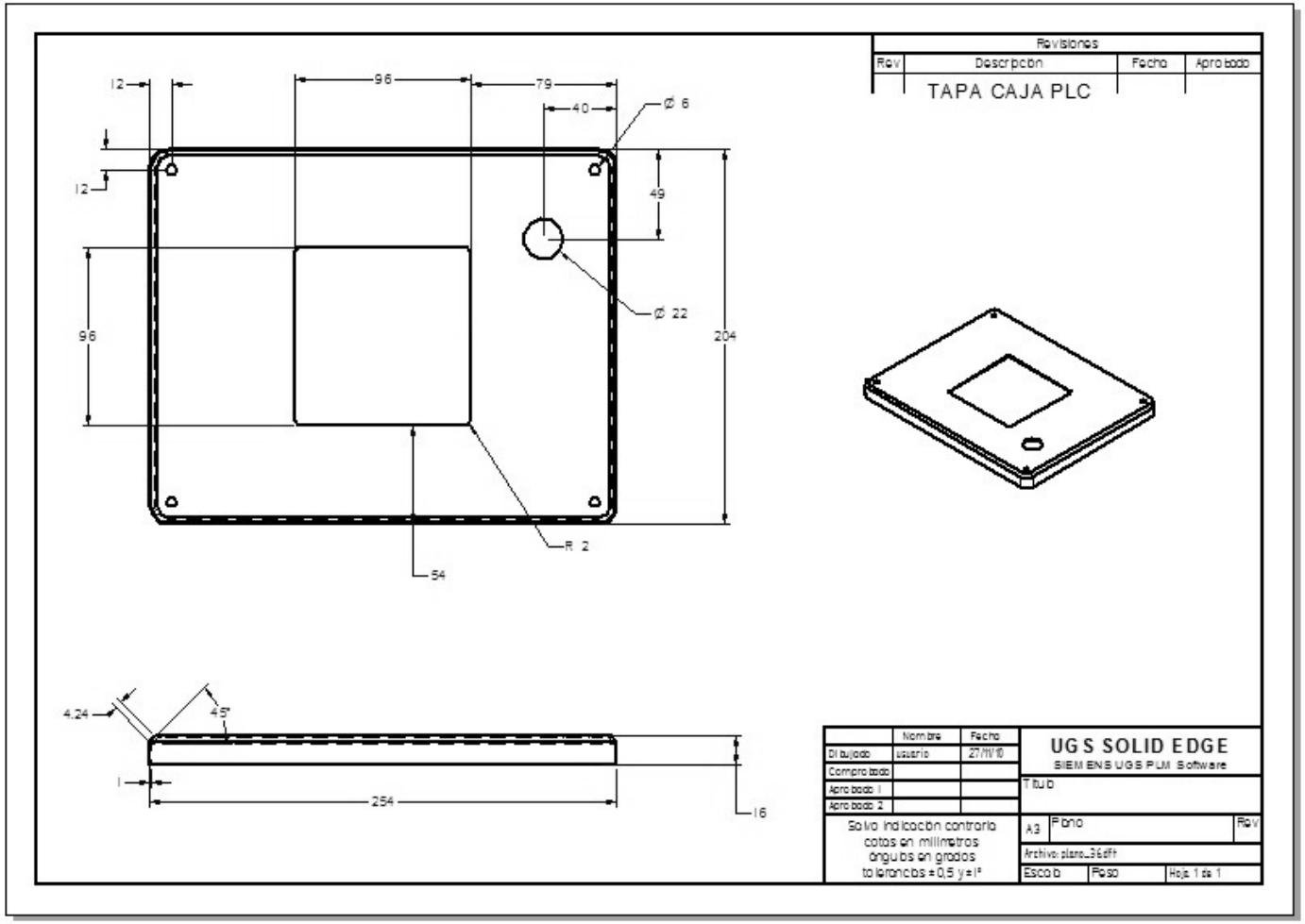


Figura 102. Tornillo de nivelación para el soporte del moto-reductor.

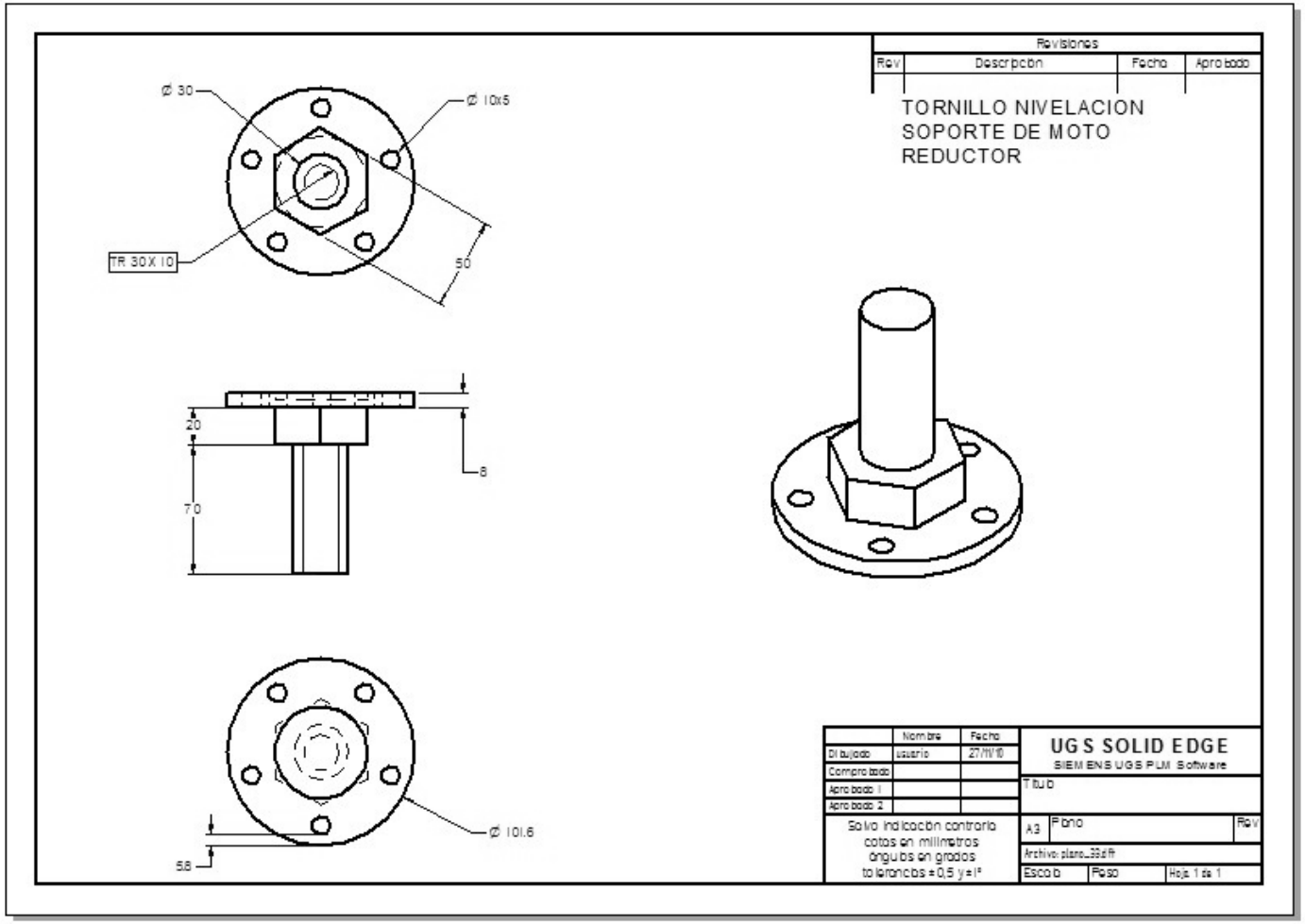


Figura 103. Sistema de ajuste de la tapa del mezclador.

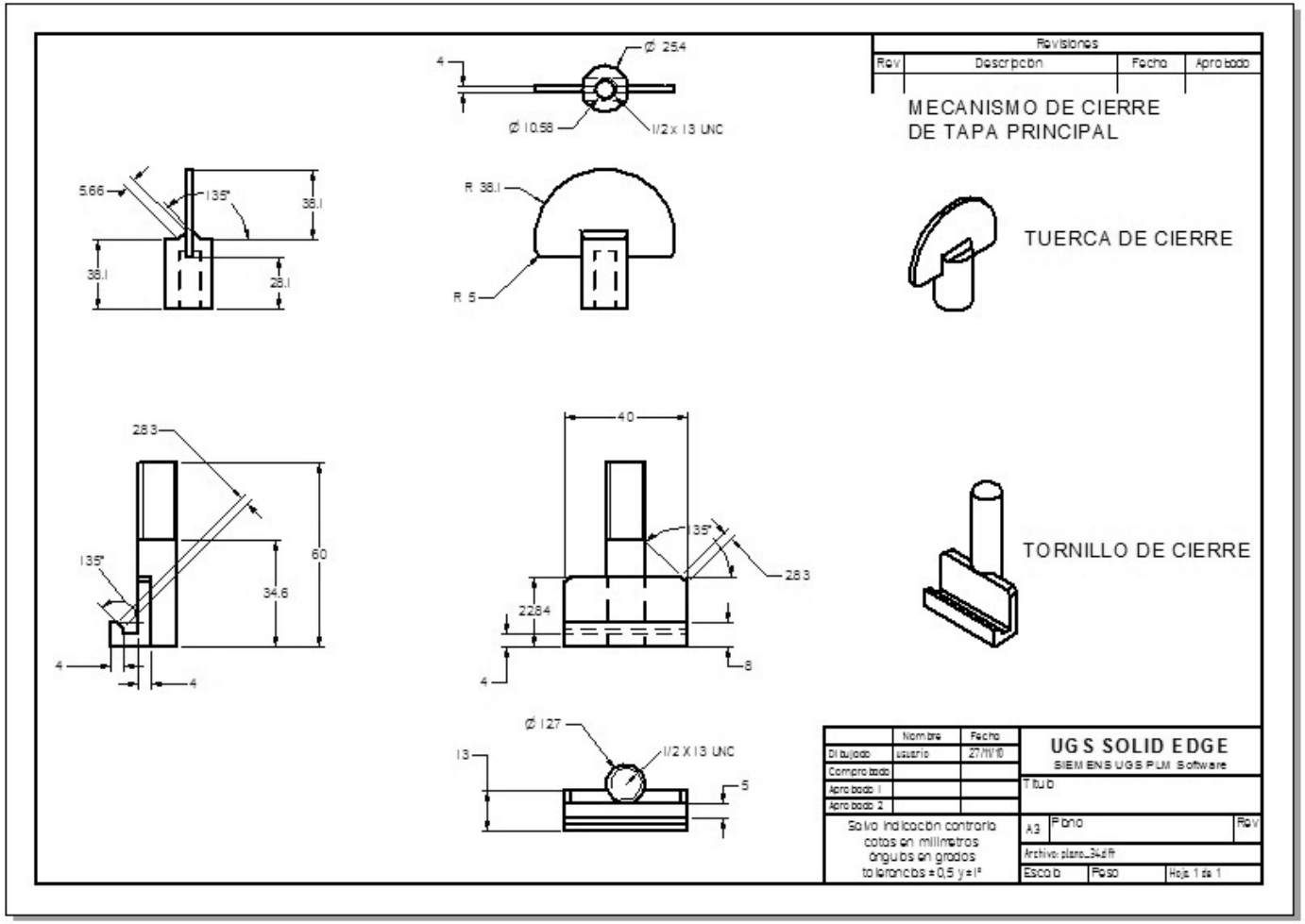


Figura 104. Planos para el buje roscado y el tapón de lavado del contenedor de mezclado.

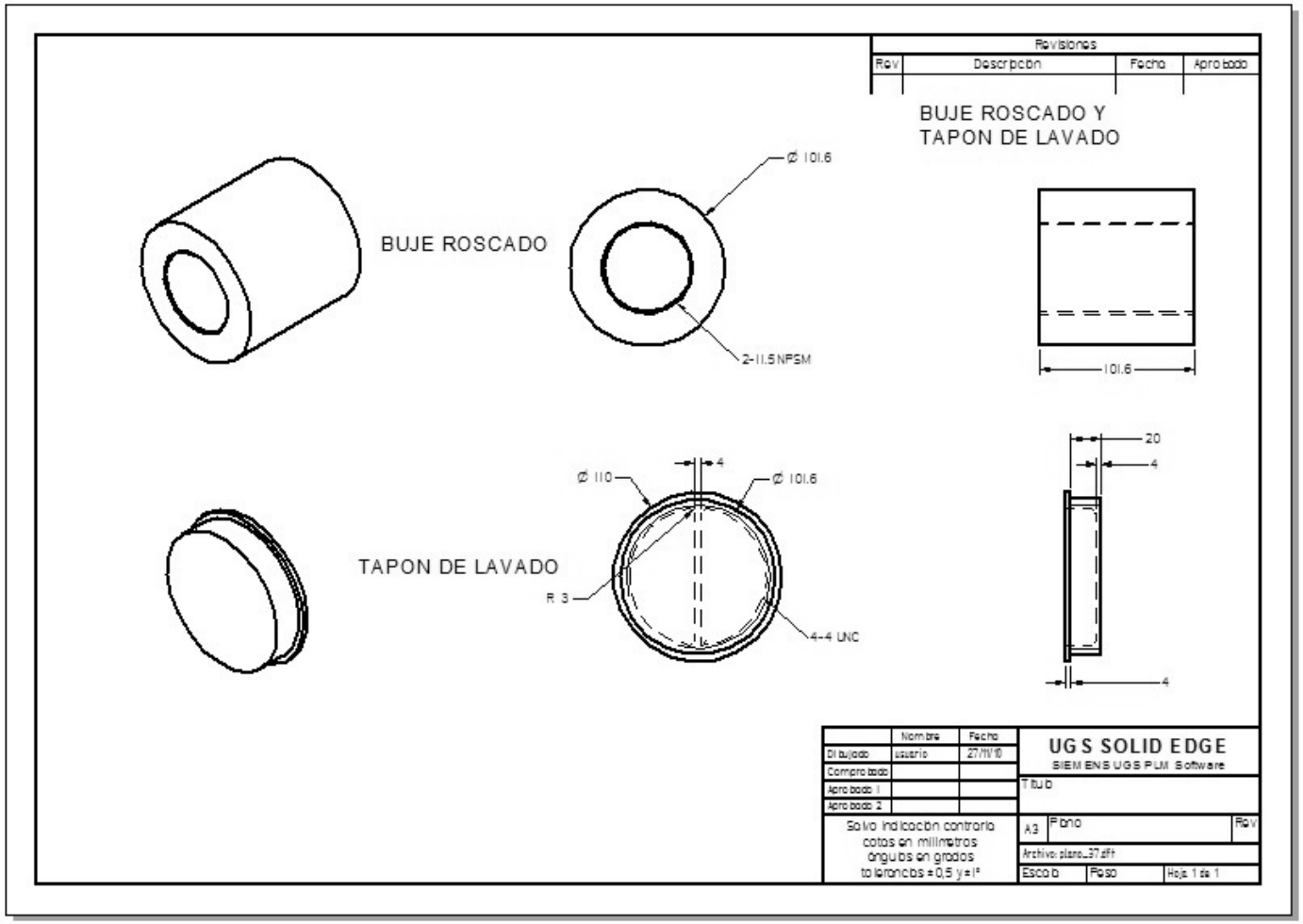


Figura 105. Planos para el protector de las chumaceras.

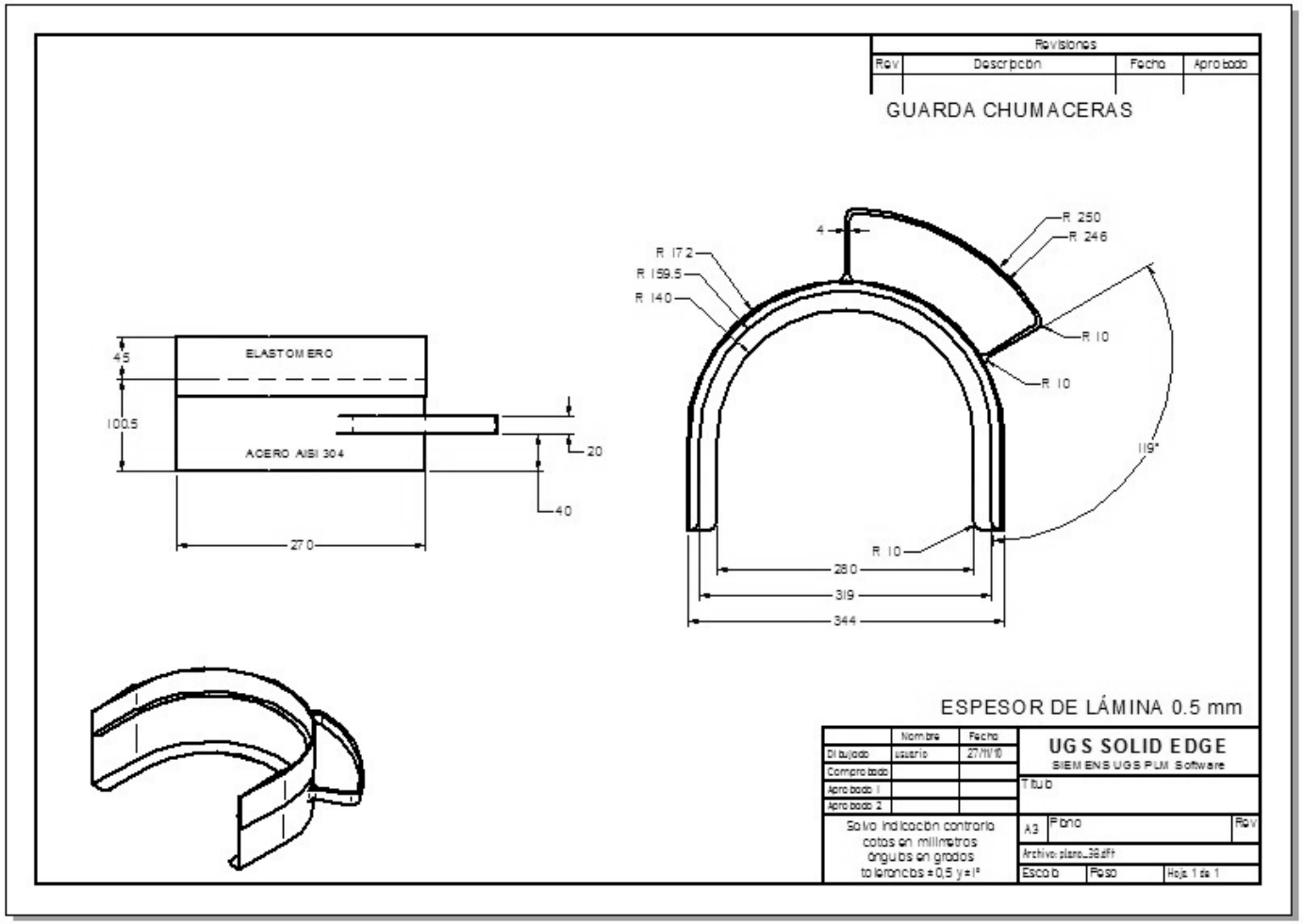


Figura 106. Platina de fijación del moto-reductor.

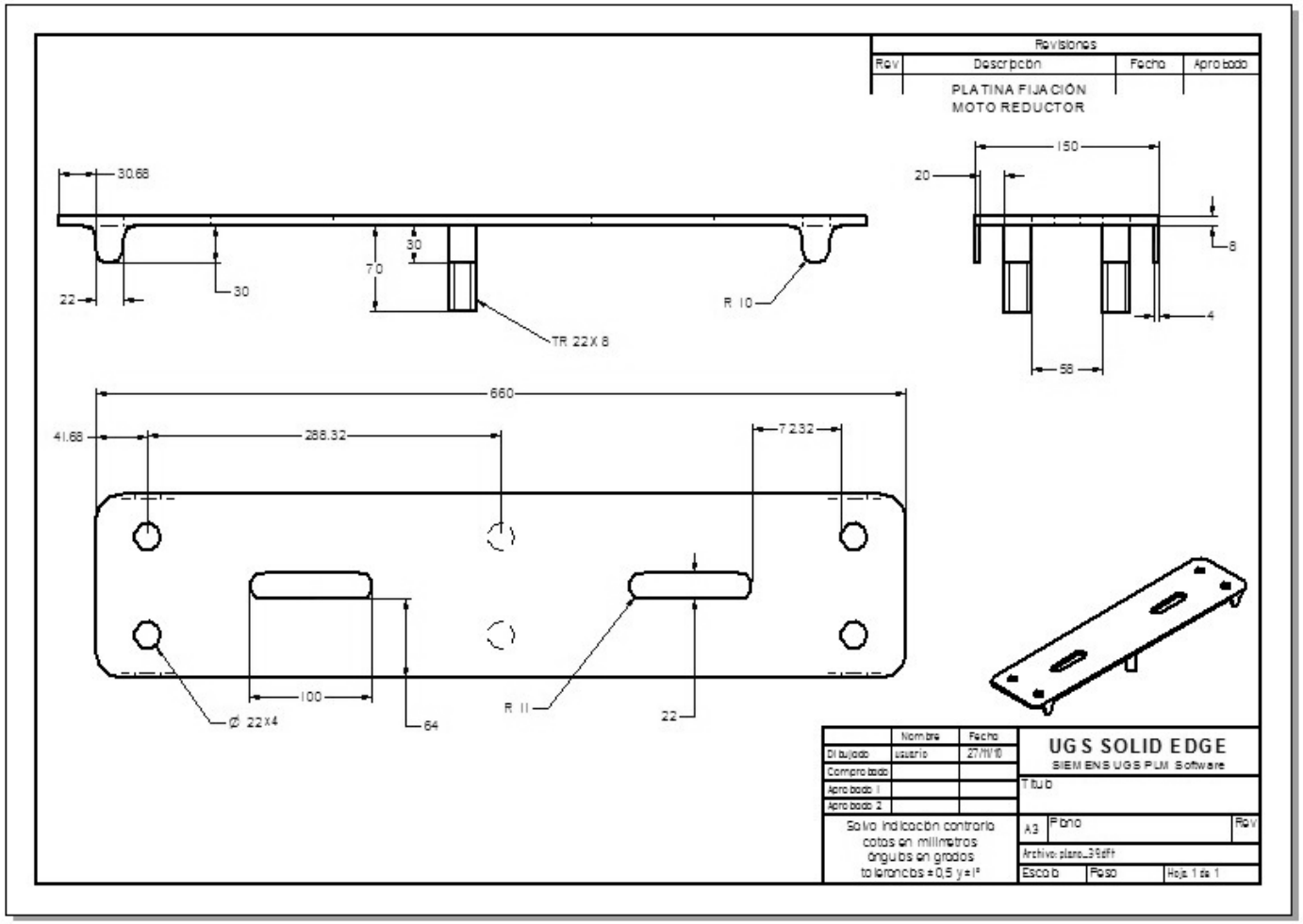


Figura 107. Laminas frontal y de piso para la protección del moto-reductor del agua.

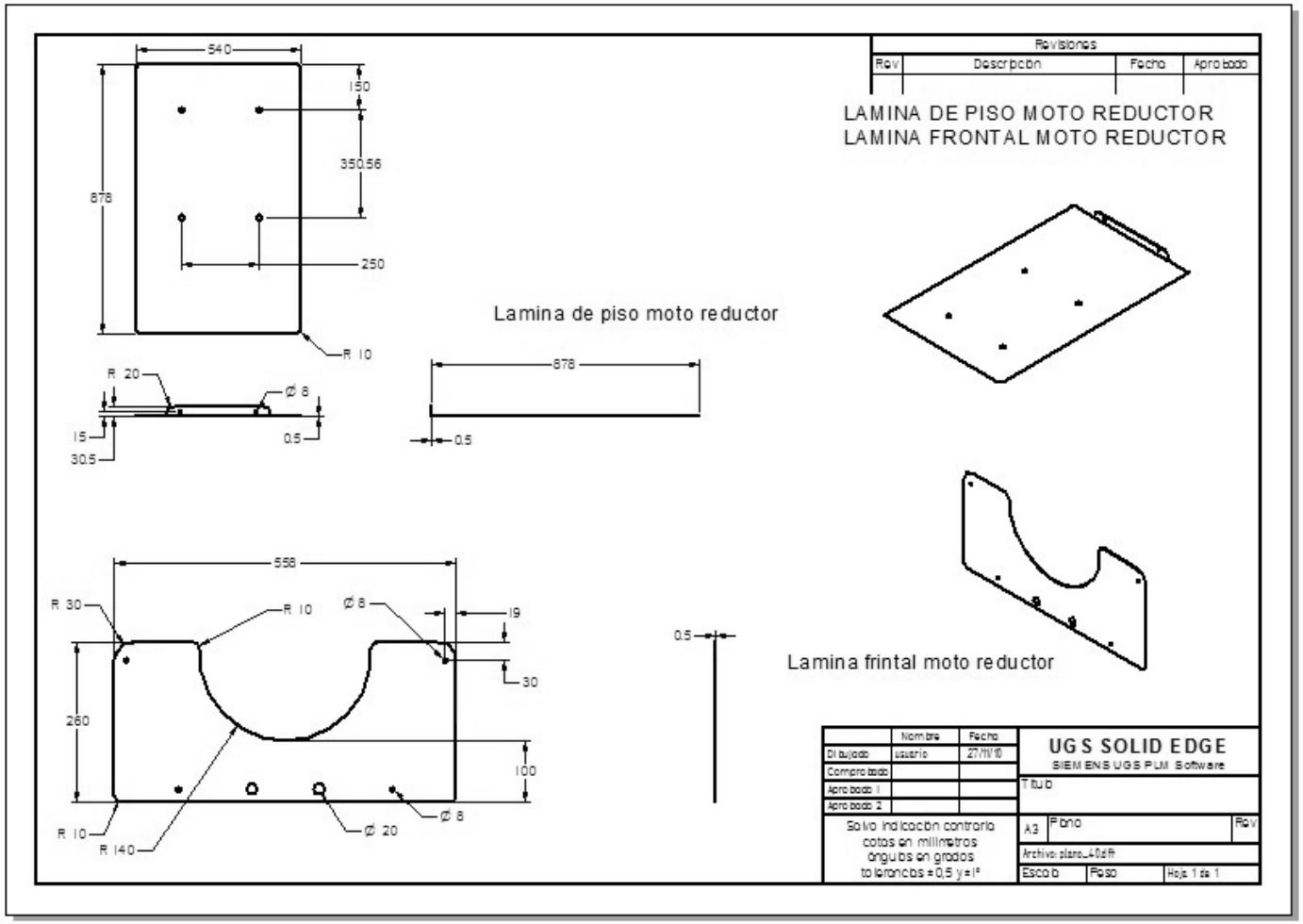


Figura 108. Aspecto del ensamblaje del sistema completo con la tapa abierta.

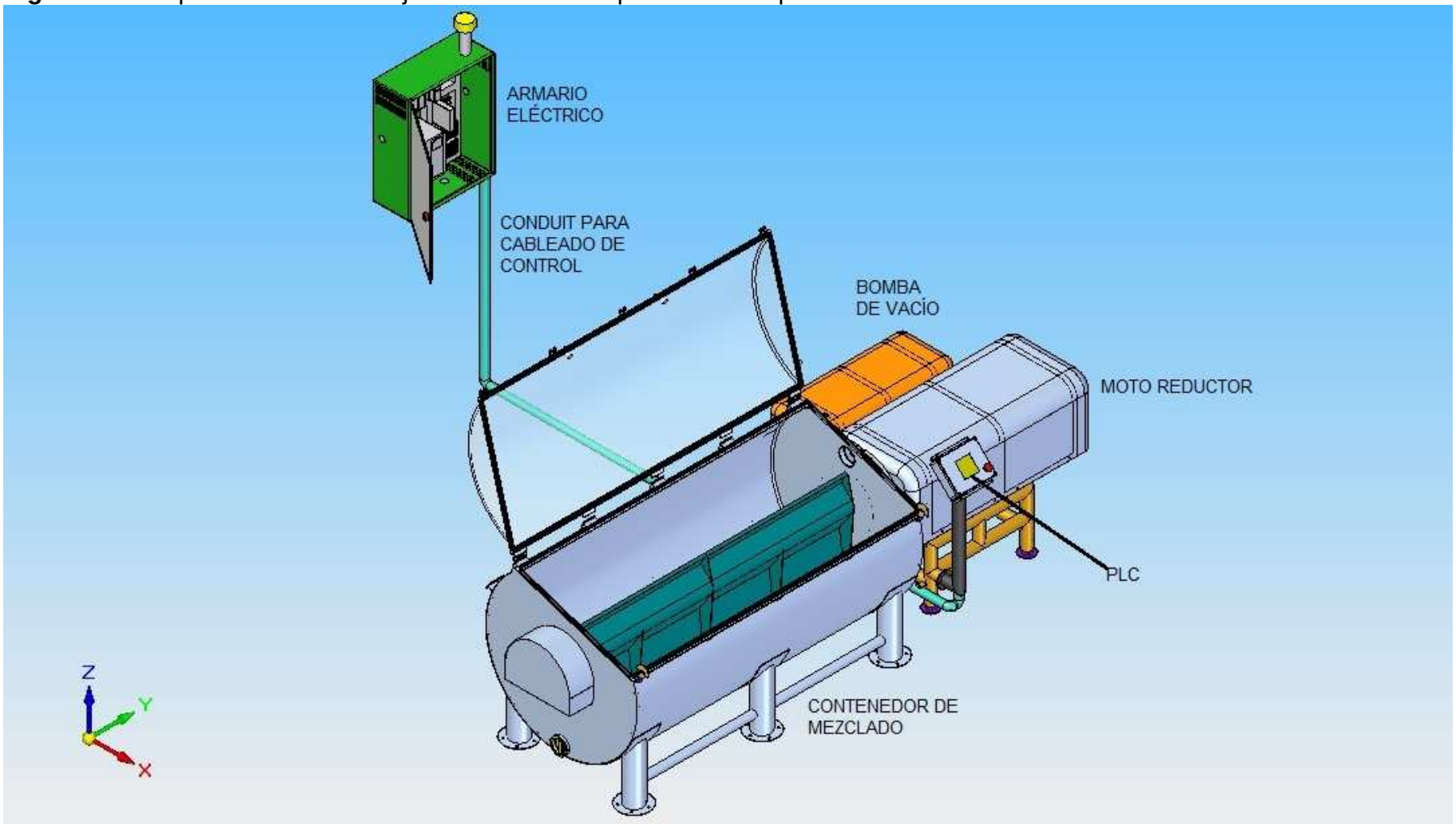


Figura 109. Vista posterior del sistema completo.

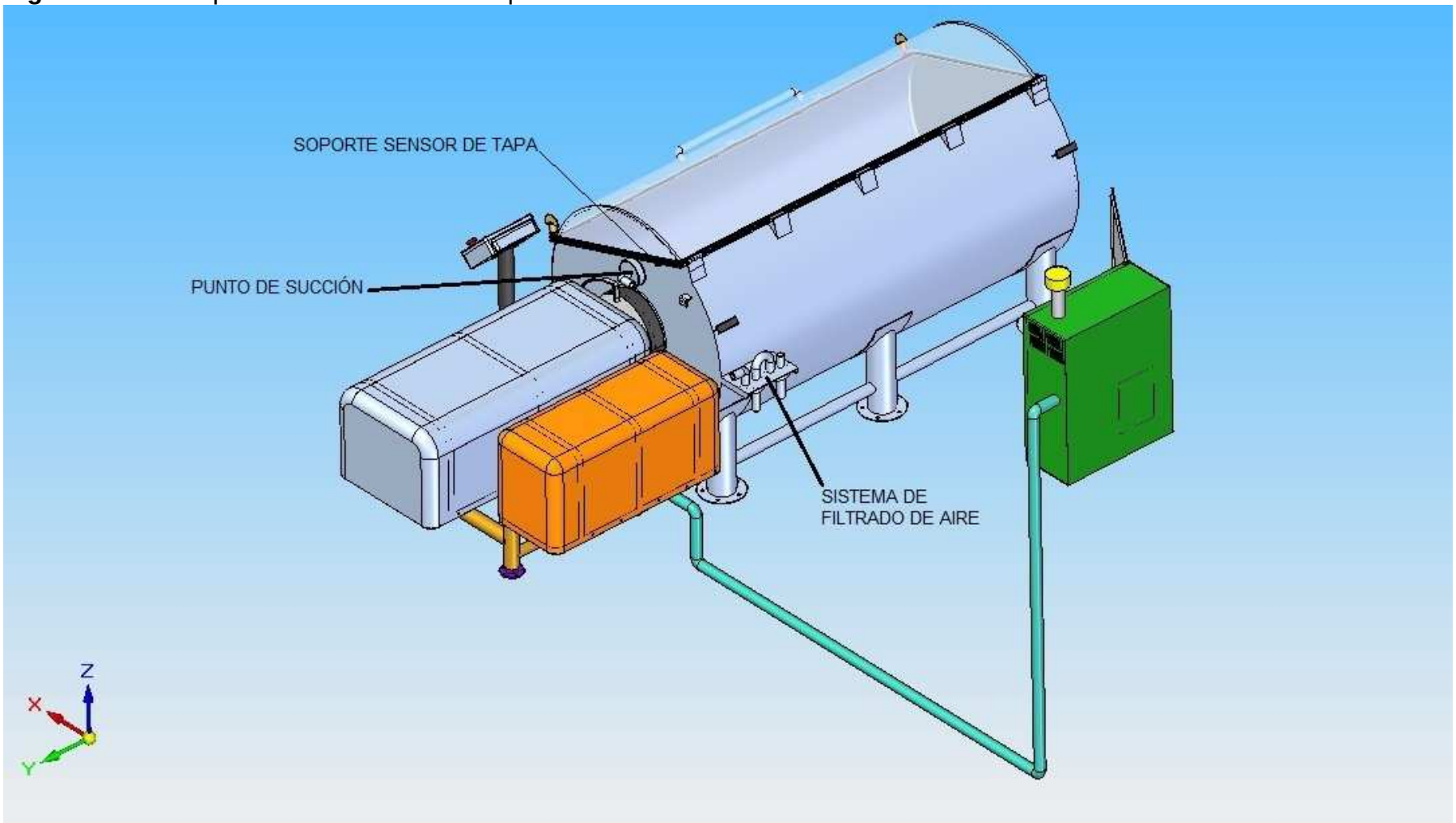


Figura 110. Vista de explosión del contenedor de mezclado y componentes cercanos.

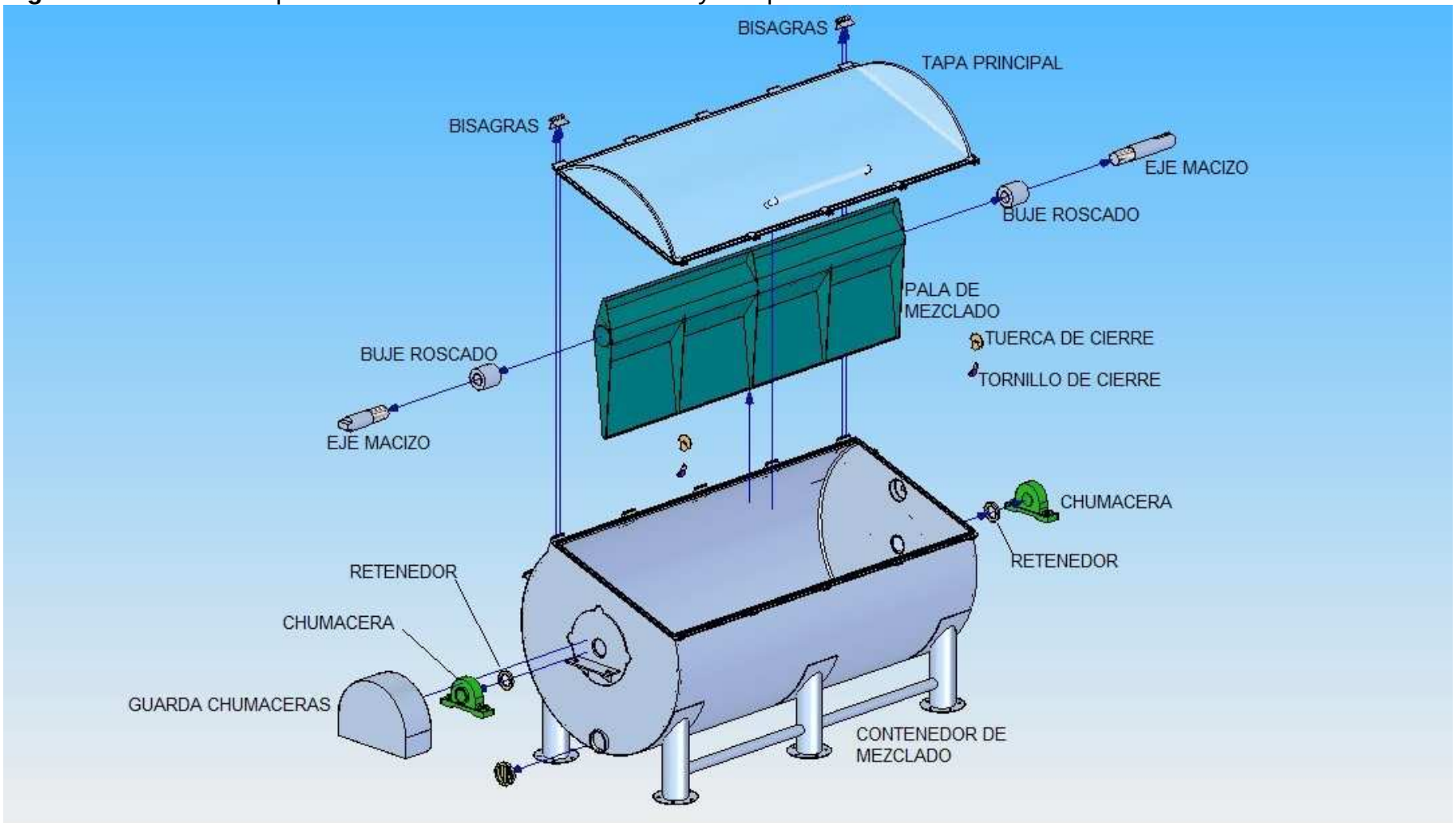


Figura 111. Vista de explosión del moto-reductor, la bomba de vacío y demás.

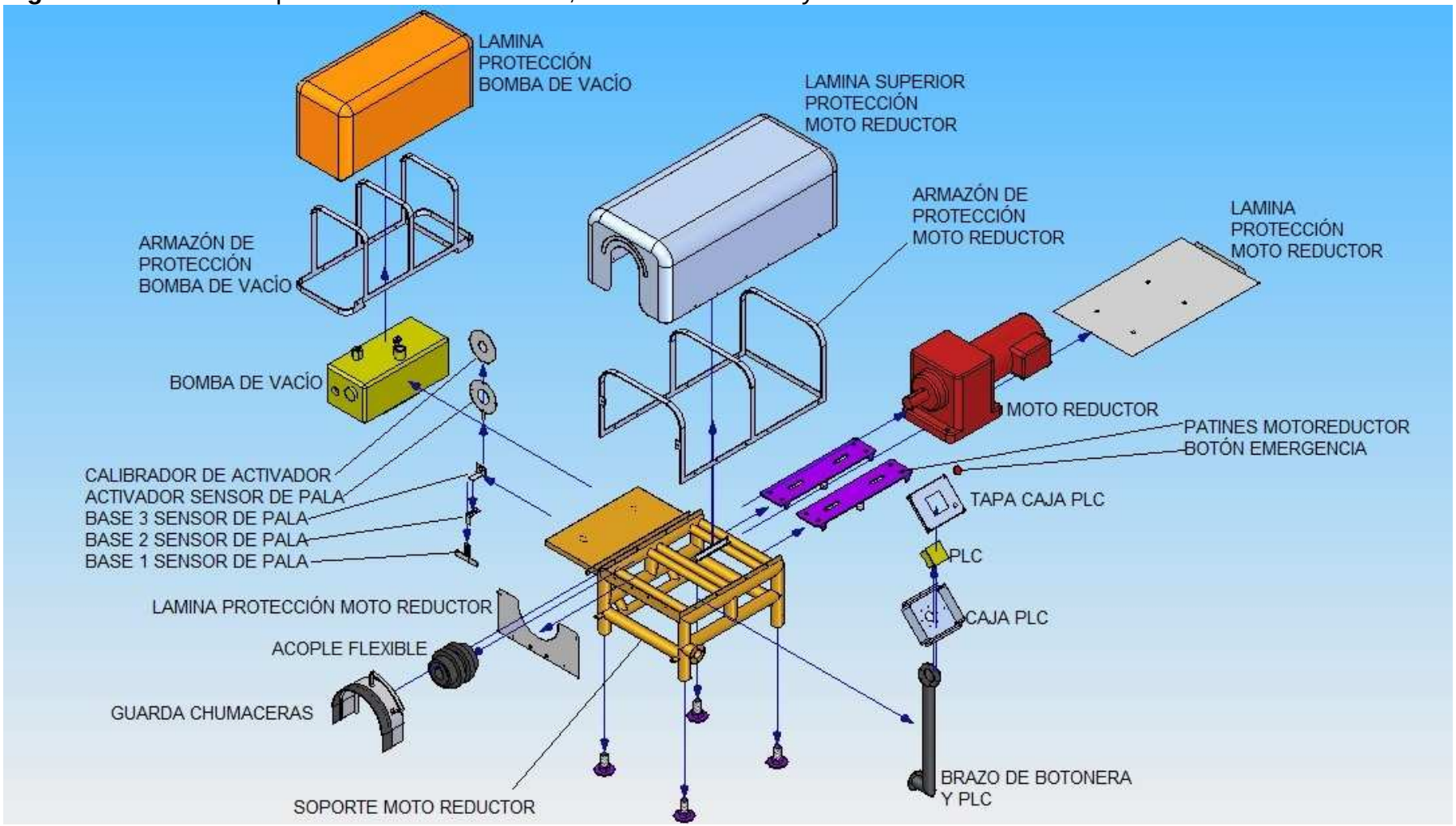


Figura 112. Vista de detalle de la ubicación del sensor de rotación de la pala.

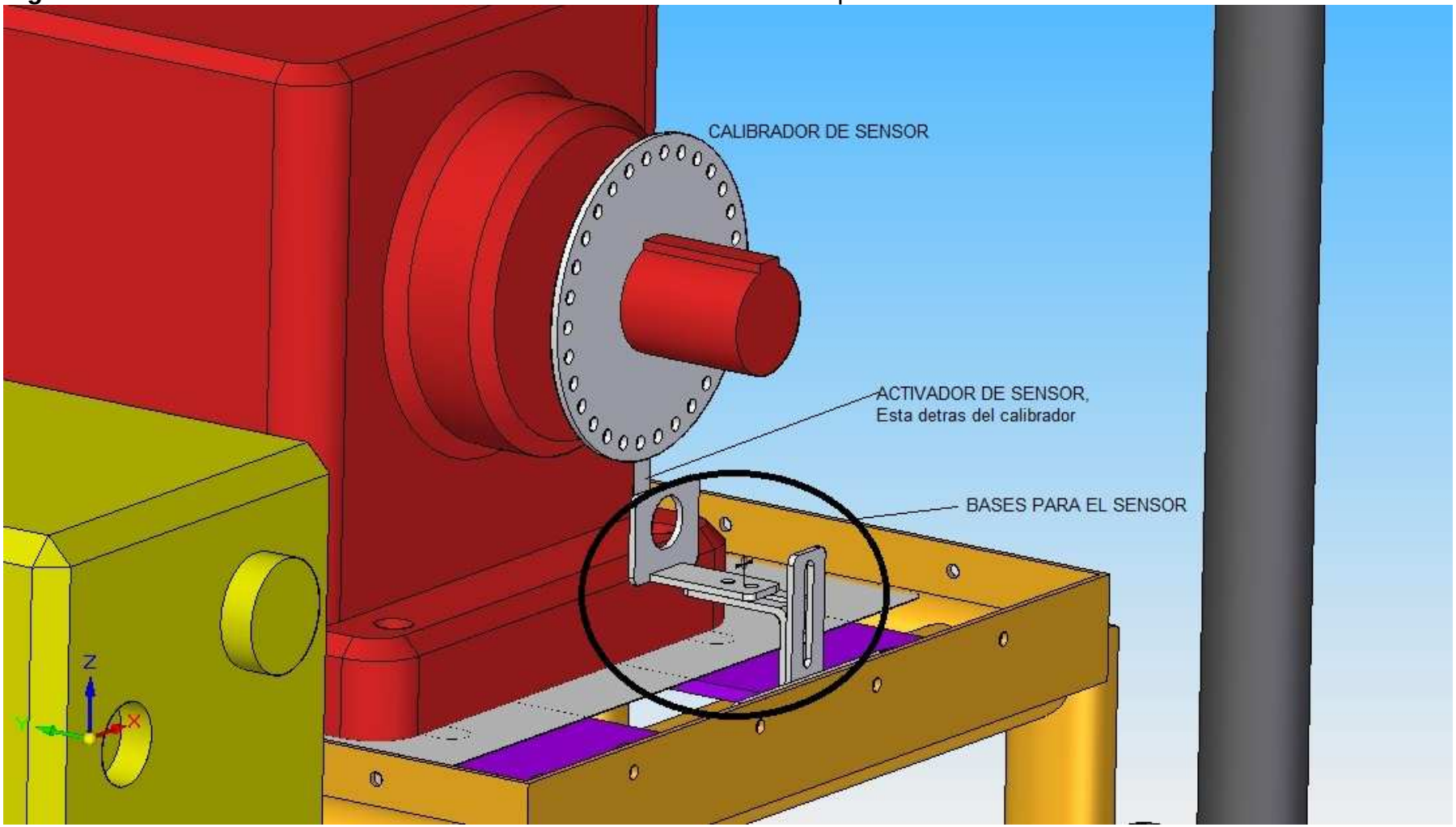
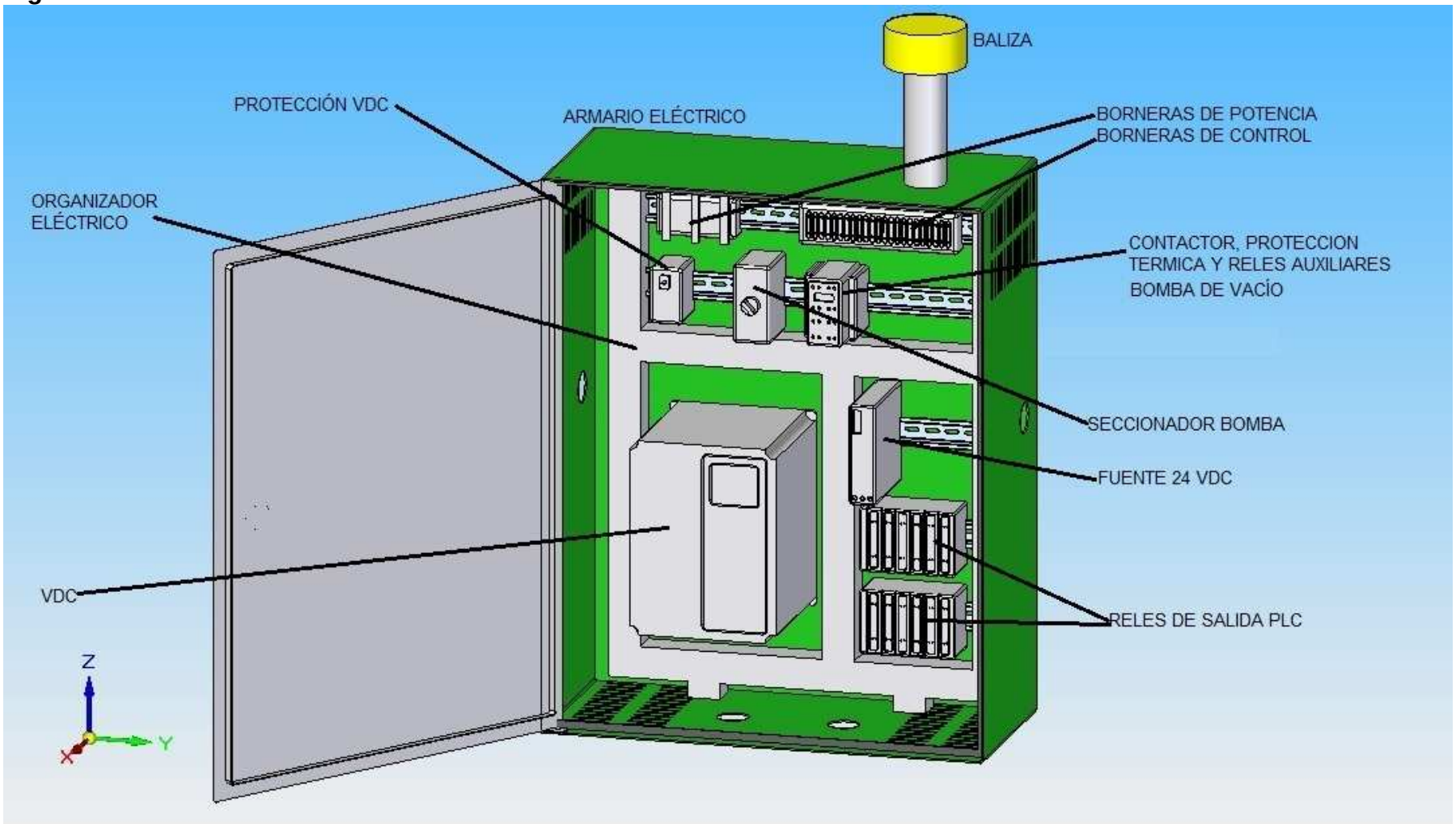


Figura 113. Vista detallada del armario eléctrico.



ANEXO L. Manufactura, adecuación del entorno y puesta en marcha.

Para este proceso el estudiante tiene algunas consideraciones con respecto a la manufactura y ensamblaje de los componentes del equipo.

Bisagras de la tapa: El estudiante considera que lo ideal es fijar estas a la tapa y al tambor de mezclado mediante puntos de soldadura para evitar desajustes, acumulación de bacterias en las esquinas y en las roscas de los tornillos; para el caso de recambio de estos componentes solo se precisará de una esmeriladora.

Pala de mezclado: En el proceso de ensamblaje de la pala de mezclado a los bujes de reducción roscados se deben usar agujeros, que luego se deben recubrir con soldadura, según los cálculos hechos por el estudiante se precisarán de 10 agujeros de relleno los cuales no deben ser cambiados, a menos que alguna de las roscas sufra algún daño, caso en el que se debe retirar los puntos de soldadura. Cabe recordar que esta soldadura debe ser lisa sin dejar poros por los cuales pueda ingresar salmuera.

Ejes macizos: estos ejes deben fijarse a los bujes roscados después de aplicarles un recubrimiento generoso de silicona apta para manejo de alimentos sobre la superficie roscada, además de debe agregar un empaque de polímero traslucido entre el eje macizo y el buje roscado.

Carcasas de recubrimiento de los motores: Los agujeros de fijación de las carcasas y sus respectivas láminas de recubrimiento se deben llevar a cabo como último paso en el proceso de montaje del equipo. Esto con el fin de corregir posibles desviaciones que pudiesen presentarse al momento de posicionar el moto reductor sobre su soporte, esto evita un contacto potencial entre el moto reductor y su recubrimiento. El proceso que se debe seguir es el siguiente: primero se procede a ubicar la carcasa de protección sin su lámina de forma tal que quede lo más alejada posible del moto reductor en sus distintos espacios, una vez definida su posición se debe proceder a la perforación de los agujeros estipulados en los planos. Una vez hechos estos agujeros se debe proceder a la soldadura de las tuercas a la cara opuesta al exterior de los agujeros, esto con el fin que sea posible atornillar la lámina desde el exterior. Aunque no es necesario se recomienda llevar a cabo el mismo proceso para la carcasa de la bomba de vacío.

Fijación del equipo al piso: este proceso es de importancia vital ya que de no fijarse correctamente el equipo al piso, este puede ocasionar graves daños materiales y personales, inclusive la muerte. El proceso que el estudiante

califica como correcto es fijar en primera instancia el tambor de mezclado mediante el uso de TODOS los agujeros de fijación previstos en el diseño sobre una superficie firme y TOTALMENTE nivelada. Una vez fijado el tambor de proceder a alinear el tambor de mezclado con el moto reductor, esto quiere decir, que al menos se deben haber fijado previamente la pala de mezclado, los bujes roscados, las chumaceras, los ejes macizos, y los retenedores. Por su parte la fijación del moto-reductor solo debe hacerse hasta un punto que permita su desplazamiento sobre sus patines. Con lo anterior ya resuelto se procede a alinear el eje de la pala de mezclado con el eje del moto reductor, una vez logrado esto se procede a la fijación del acople flexible, con el acople flexible fijado se debe verificar que no existan desalineaciones y se procede bien sea perforar los agujeros o a dibujar la forma de estos y retirar el soporte del moto reductor para perforarlos más fácilmente. La nivelación del equipo se logra con la manipulación coordinada de los elevadores de tornillo con los que cuenta el soporte del moto reductor en cada una de sus cuatro patas y las dos platinas deslizantes que unen el soporte y el reductor.

Bomba de vacío: para la fijación de la bomba de vacío se debe tener en cuenta que la salida de las mangueras será por la parte frontal de ésta y que debe cuidarse que al momento de fijarlas queden los suficientemente colgantes como para que no toquen la carcasa de protección. Además debe tenerse en cuenta que la manguera de desfogue puede ser una manguera convencional transparente, se recomiendan transparentes para asegurar su fácil inspección higiénica. La manguera de desfogue debe conducir los gases y líquidos extraídos del contenedor de carne a un colector de aguas de descarte para evitar inconvenientes.

Protectores de chumaceras: de estos componentes el que requiere una especial atención es el protector de la chumacera que se encuentra entre la pala y el moto reductor, esto se debe a que en este componente se precisa de la adición de un segmento de lámina de caucho, esta adición se debe llevar a cabo una vez se hallan alineado y fijado el moto reductor y la pala de mezclado. Con estos elementos fijados se puede establecer el tamaño de la lámina de caucho que se requiere pegar al protector de la chumacera de modo tal que limite el ingreso potencial de agua al alojamiento de la chumacera,

ANEXO M. Mantenimiento del equipo.

El mantenimiento del equipo se dividió en tres etapas:

- Mantenimiento diario.
- Mantenimiento mensual.
- Mantenimiento semestral.

Mantenimiento diario. Este mantenimiento se centra en la limpieza adecuada para el contenedor de mezclado la cual incluye todos los protocolos de la normatividad gubernamental vigente ya mencionada y de amplio conocimiento por parte de los operarios de la empresa, por tanto no se menciona en detalle. Esta limpieza solo debe tener ciertos cuidados cuando sea preciso higienizar posibles salpicaduras de salmuera sobre los protectores de los motores, en este caso se debe evitar a toda costa el arrojar agua desde abajo hacia arriba de las carcasa de protección de estos, ya que en las secciones inferiores de las carcasas se encuentran aberturas de ventilación de los motores, aunque cabe mencionar que estos toleran pequeñas cantidades de agua lo ideal es no mojarlos. NUNCA se debe arrojar agua sobre los equipo mientras estos estén encendidos, entes de higienizarlos se debe interrumpir el suministro de corriente al armario eléctrico, solo se recomienda el uso de agua con el armario eléctrico energizado par la limpieza de la bomba de vacío.

De otra parte se debe introducir agua por el tubo de succión de vacío, por ejemplo con una manguera, hasta que las mangueras de vació y desfogue se vean sin residuos de salmuera o carne, esto se debe hacer con la bomba de vacío encendida, siempre evitando a toda costa el arrojar agua sobre los motores. Un vez higienizada la bomba de vacío se debe proceder al apagado de esta desde el armario eléctrico, acto seguido se deben desmontar los filtros atrapa partículas del sistema de vacío para una limpieza más profunda, estos se deben dejar desmontados hasta cuando se precise utilizar nuevamente la máquina para evitar la generación de malos olores al interior de los vasos, de igual modo se recomienda dejar la tapa principal abierta con la misma finalidad.

En caso tal que se llegue a arrojar agua sobre las chumaceras estas se deben re-lubricar semanalmente.

Mantenimiento mensual: Este tipo de mantenimiento puede ser realizado por los mismos operarios de la empresa, este consiste en retirar los protectores de las chumaceras y aplicar grasa a la chumacera a través de la grasera que está

ubicada en la parte superior de cada una. Se recomienda que esta operación se lleve a cabo mientras la pala se pone en movimiento mediante el modo de operación manual, por tanto se recomienda tomar todas las medidas de precaución posibles, como por ejemplo, llevar a cabo esta operación siempre entre dos operarios como mínimo para que un operario aplique la grasa mientras el otro supervisa el panel de control en caso de algún imprevisto, para estas operaciones no se precisan de capacitaciones adicionales debido a que el equipo actual también requiere de estas atenciones. Debe tenerse en cuenta que según el fabricante de las chumaceras, el engrase mensual se debe hacer semanalmente en caso de contacto de las chumaceras con el agua. Cuando se haya terminado con el proceso de engrase se debe proseguir con la revisión de los motores, en el caso del moto reductor se debe verificar que tenga fugas de aceite, en caso de haberlas se debe contactar al servicio técnico del equipo. Para el caso de la bomba de vacío según el proveedor este modelo no requiere de mantenimiento alguno por un largo periodo de tiempo, sin embargo es aconsejable llevar a cabo una inspección general del ajuste de la bomba a su base y el estado de las mangueras de vacío.

Mantenimiento semestral: para este mantenimiento se deben repetir todos los procedimientos del control mensual, además se deben verificar los cables de alimentación de los motores, el ajuste de todos los tornillos del equipo y en caso encontrar tornillos flojos, estos se debe ajustar a 30 lb/ft para los tornillos de ajuste de los armazones de protección de los motores. 60 lb/ft para los tronillos de sujeción de la bomba de vacío, 100 lb/ft para los tornillos del moto reductor. Si el desajuste se repite en menos de 6 meses se debe consultar con técnicos especializados.

ANEXO N. Recomendaciones.

- Se recomienda que para el proceso de manufactura del componente metalmecánico del proyecto se adquieran primero las chumaceras, el moto reductor y la bomba de vacío para que no presenten contratiempos al momento de ensamblar el equipo, esto para el caso que no se disponga de los modelos aquí especificados para estos componentes, lo anterior garantiza que en caso de requerirse algunas modificaciones estas se hagan antes de materializar los diseño. Cabe destacar que el estudiante hizo un gran esfuerzo para proveer un diseño adaptable a distintos de motor reductor o bomba, esto se evidencia en el diseño de patines para la fijación del moto reductor, en la amplitud del soporte para la bomba de vacío y el generoso tamaño de las carcasas de protección de estos motores.

- Se recomienda que el equipo no sea operado con cargas de carne inferiores a 250 kg de carne, esto en razón a que no sería rentable su operación dado que se afectaría notoriamente el factor de potencia del motor, además que se corre el riesgo de sobre-masajeado de la carne ya que esta tendría una caída muy elevada desde el borde de la pala hasta la mase del contenedor.

- Según las observaciones hechas por el estudiante a distintas animaciones del modelo propuesto, se encontró que la velocidad máxima de 15 RPM es demasiado alta para el diseño del equipo, no porque este no pueda manejarla, este aspecto está garantizado por los cálculos de resistencia ya señalados, esto se debe más un aspecto de la violencia del masaje que en un momento dado se le pueda dar a pequeñas cantidades de carne (250-350 kg), el estudiante recomienda un velocidad máxima de 9 rpm, esta velocidad es más que suficiente según su criterio para dar un masaje adecuado a las piezas de carne sin reducir la velocidad de producción. Las ventajas que traería esta reducción de velocidad son considerables desde el punto de vista económico ya que solo se requeriría un moto reductor de 3 kW de potencia y no de 4 como el actual; esto quizás incremente los costos inmediatos, ya que se precisará de un reductor más grande y por ende más costoso pero los costos se amortizarán con prontitud gracias a la reducción en el consumo de energía del equipo.

- Debido al temor del estudiante con respecto a la violencia del masaje, este he pensado en una gran solución en caso de encontrarse que este diseño masajee de más las piezas de carne. Esta solución consiste en la creación de 3 agujeros especialmente diseñados a lo lago de la pala de mezclado esto haría que el masaje fuese mucho más suave y que se pudiese usar un motor menos potente para la misma velocidad planteada en principio (15 RPM), lo cual redundara en la reducción de costos inmediatos y de largo plazo. El diseño de los agujeros será diseñado por el estudiante a petición del director empresarial.

- El director académico considera que sería altamente provechoso para la simplicidad de programación diaria del masaje la implementación de recetas en

el programa del PLC y ya que este tiene gran capacidad, el estudiante quiere toma esta como una recomendación más.

- El estudiante considera oportuno el recomendar al director empresarial el diseño de un sistema complementario al actual para el cargue y descargue de la carne y la salmuera, esto reduciría el estrés de los trabajadores y sus posibles problemas de salud ocupacional.